

**Kanalbrenner als Zusatzfeuerung
für den Gas- und Dampfturbinenprozess**

Experimentelle und theoretische Untersuchungen

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau der
Universität Duisburg-Essen
zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR

genehmigte Dissertation

von

Meik Kösters

aus

Rheine

Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Görner

Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Viktor Scherer

Tag der mündlichen Prüfung: 13. November 2007

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Gaswärme-Institut e.V. Essen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. K. Görner, dem wissenschaftlichen Leiter des Gaswärme-Instituts, der durch sein mir entgegengebrachtes Vertrauen und durch seine fachliche Unterstützung die Erstellung dieser Arbeit ermöglichte und sie richtungsweisend förderte.

Herrn Prof. Dr.-Ing. V. Scherer möchte ich für die Übernahme des Korreferates und sein Interesse an meiner Arbeit danken.

Mein Dank gilt allen Kolleginnen und Kollegen des Gaswärme-Instituts, die durch ihre Hilfsbereitschaft zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Für die Mithilfe und den Einsatz bei der Durchführung der experimentellen Untersuchungen bin ich speziell Herrn H. Heuer, J. Kujath, K. Herkel und M. Winklmaier dankbar. Frau Dr. A. Giese und Herrn U. Konold danke ich für die Mithilfe bei den mit Fluent durchgeführten Berechnungen sowie für ihre stets vorhandene Diskussionsbereitschaft.

Auch allen früheren Kolleginnen und Kollegen danke ich an dieser Stelle ganz herzlich für die vielen Gespräche, die stets entgegengebrachte Hilfsbereitschaft sowie die gute Arbeitsatmosphäre, wobei meinem früheren Abteilungsleiter Herr Dr. A. Scherello ein ganz besonderer Dank gebührt.

Besonders herzlich bedanke ich mich auch bei meiner Familie und meinen Freunden, auf deren Unterstützung ich mich immer verlassen konnte und die mich speziell in schwierigen Situationen durch Zuspruch bestärkt haben.

Der größte Dank gilt jedoch meiner Frau Tanja, die bei der Erstellung dieser Arbeit oft zurückstehen musste. Ich danke ihr für die aufgebrachte Geduld und ihren großen Rückhalt, den sie mir in dieser Zeit gegeben hat.

Essen, Dezember 2008

Meik Kösters

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	
Inhaltsverzeichnis	I
Formelzeichen, Symbole, Abkürzungen und Erklärungen	IV
1 Einleitung	1
2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit	3
2.1 Problemstellung	3
2.2 Zielsetzung und Vorgehensweise	3
3 Stand der Technik	5
3.1 Gas- und Dampfturbinenanlage	5
3.1.1 Stromerzeugung	5
3.1.2 Kraft-Wärme-Kopplung	8
3.2 Zusatzfeuerung	11
3.2.1 GuD-Anlage mit Zusatzfeuerung	11
3.2.2 Einfluss der Zusatzfeuerung	13
3.2.2.1 Leistung und Wirkungsgrad	13
3.2.2.2 Brennstoffnutzungsgrad und Stromkennzahl	17
3.2.2.3 Flexibilität	19
3.3 Kanalbrenner	21
3.3.1 Einsatzgebiete von Kanalbrennern	21
3.3.2 Kanalbrennertypen	22
3.3.3 Anforderungen an Kanalbrenner	24
3.3.4 Emissionen der Kanalbrenner	25
4 Methoden der Modellierung	27
4.1 Physikalische Modellierung	27
4.1.1 Grundlagen der physikalischen Modellierung	28
4.1.2 Physikalische Brennermodellierung	29
4.2 Mathematische Modellierung	32
4.2.1 Mathematische Modellierung mittels CFD-Programmen	33
4.2.2 Grundgleichungen	34

4.2.3 Strömungs-/Turbulenzmodellierung	35
4.2.4 Strahlungsmodellierung	37
4.2.5 Reaktionsmodellierung	37
4.2.6 Modellierung der Stickoxidbildung	41
5 Experimenteller Aufbau und verwendetes Berechnungsprogramm	43
5.1 Versuchsanlage	43
5.2 Brenner	45
5.2.1 Originalbrenner	45
5.2.2 Modellbrenner	46
5.3 Eingesetzte Mess- und Analysentechnik	48
5.3.1 Temperatur	48
5.3.2 Gasanalyse	48
5.3.3 Volumenströme	48
5.3.4 OH-Eigenleuchten	48
5.3.5 Particle Image Velocimetry	49
5.4 Verwendetes Berechnungsprogramm	51
6 Experimentelle und theoretische Untersuchungen	53
6.1 Untersuchungsprogramm	53
6.2 Experimentelle Untersuchungen	54
6.3 Theoretische Untersuchungen	56
7 Darstellung der Untersuchungsergebnisse	60
7.1 Messergebnisse	60
7.1.1 Vergleich der Messergebnisse des GT- und FL-Betriebes	61
7.1.2 Vergleich der Messergebnisse des Original- und Modellbrenners	73
7.2 Parameterstudie 1 – Variation der Berechnungsmodelle	77
7.2.1 Referenzfall 1	77
7.2.2 Variation des Berechnungsgitters	80
7.2.3 Variation der Strahlenanzahl und der Wandtemperatur	82
7.2.4 Variation der Turbulenzmodelle	83
7.2.5 Variation der Verbrennungsmodelle	86
7.2.5.1 Variation der Reaktionskonstanten des Eddy-Dissipation-Modells	90
7.2.5.2 Variation der laminaren Flammgeschwindigkeiten	94
7.2.6 Kombination der Teilmodelle	97

7.3 Vergleich der Mess- und Berechnungsergebnisse	99
7.3.1 Vergleich der Mess- und Berechnungsergebnisse des GT-Betriebes	99
7.3.2 Vergleich der Mess- und Berechnungsergebnisse des FL-Betriebes	106
7.4 Vergleich der Berechnungsergebnisse des GT- und FL-Betriebes	112
7.5 Parameterstudie 2 – Variation der Prozessparameter	116
7.5.1 Variation der Brennerleistung	116
7.5.2 Variation des Sauerstoffgehaltes im Gasturbinenabgas	118
7.5.3 Variation der Gasturbinenabgastemperatur	122
7.6 Parameterstudie 3 – Variation der Konstruktionsparameter	126
7.7 Vergleich des Referenzfalles 2 mit der Variante K6	136
7.7.1 Vergleich der Berechnungsergebnisse im FL-Betrieb	136
7.7.2 Vergleich der Messergebnisse im FL-Betrieb	140
8 Zusammenfassung	143
9 Literatur	146
10 Anhang	A1

Formelzeichen, Symbole, Abkürzungen und Erklärungen

Lateinische Buchstaben

a	[-]	Reaktionsordnung
A	[m ²]	Fläche
A	[-]	Vorfaktor
A	[-]	Modellkonstante
A ₀ – A ₆	[-]	Koeffizienten zur Bestimmung der temperaturabhängigen Zustandsgrößen
B	[-]	Modellkonstante
C	[mol/m ³]	molare Volumenkonzentration
c	[-]	Reaktionsfortschrittsvariable
c _p	[J/kg K]	spezifische Wärmekapazität
c _ε , c _μ	[-]	Modellkonstanten
d	[m]	Durchmesser
d _h	[m]	hydraulischer Durchmesser
E	[kJ/mol]	Aktivierungsenergie
f	[-]	Mischungsbruch
f	[-]	Korrekturfaktor
H _u	[kWh/m ³]	Heizwert
I _t	[%]	Turbulenzintensität
İ	[kg m/s ²]	Impulsstrom
K	[fallabhängig]	Gleichgewichtskonstante
k	[m ² /s ²]	kinetische Turbulenzenergie
k	[fallabhängig]	Reaktionsgeschwindigkeitskonstante
L	[m]	Länge
M	[kg/mol]	Molmasse
m	[kg/m ³]	Massenstrom
n	[-]	Anzahl der Kohlenstoffatome des Brennstoffes
N _r	[-]	Anzahl der chemischen Spezies in der Reaktion r
N _R	[-]	Anzahl der Reaktionen
P	[W]	Leistung
Q̇	[W]	Wärmestrom
R	[J/mol K]	universelle Gaskonstante

r	[-]	Radius
s	[m]	Wegstrecke
S	[fallabhängig]	Quellterm
T	[°C, K]	Temperatur
t	[s]	Zeit
t_{vT}	[°C]	Eintrittstemperatur des Rauchgases in die Gasturbine
U	[m/s]	Flammengeschwindigkeit
U	[m]	Umfang
u	[m/s]	Geschwindigkeit
u'	[m/s]	Schwankungswert der axialen Geschwindigkeit
v	[m/s]	Geschwindigkeit
V_m	[m ³ /mol]	Molvolumen
\dot{V}	[m ³ /h]	Volumenstrom
x, y, z	[m]	kartesische Koordinaten
Y	[Gew.-%]	Massenanteil
Z	[kg/m ³]	Elementarmassenstrom

Griechische Buchstaben

Δ	[-]	Differenz, differentiell
Φ	[-]	Äquivalenz-Verhältnis
Γ	[fallabhängig]	Diffusivität, Diffusität
α	[-]	Leistungsverhältnis ($P_{el, DT}/P_{el, GT}$)
α	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient
β	[-]	Zusatzfeuerungsgrad ($\dot{Q}_{ZSF} / \dot{Q}_{GT}$)
β	[-]	Temperaturexponent
ε	[-]	Emissionskoeffizient
ε	[m ² /s ³]	Dissipation
ϕ	[fallabhängig]	allgemeine Transportgröße
η	[-]	Wirkungsgrad
λ	[-]	Luftzahl
μ	[kg/ms]	dynamische Viskosität
v', v''	[-]	stöchiometrische Koeffizienten
ρ	[kg/m ³]	Dichte
η', η''	[-]	Geschwindigkeitsexponenten

σ	[-]	Stromkennzahl ($P_{\text{el}} / \dot{Q}_{\text{N}}$)
$\sigma_{\text{k}}, \sigma_{\text{e}}$	[-]	Modellkonstanten
ω	[-]	Brennstoffnutzungsgrad
ω	[s ⁻¹]	spezifische Dissipation
ζ_{H}	[-]	Heizzahl

Indizes

AHG	aufzuheizendes Gas
AHK	Abhitzekeessel
B	Brennstoff
b	backward (für Rückreaktion)
f	forward (für Hinreaktion)
DT	Dampfturbine
dyn	dynamisch
el	elektrisch
ges	gesamt
GT	Gasturbine
GTA	Gasturbinenabgas (Abgas vor ZSF)
HKW	Heizkraftwerk
HW	Heizwerk
i, j	Laufvariable
i, j	Komponente, Element, Spezies
KBA	Kanalbrennerabgas (Abgas nach ZSF)
KW	Kraftwerk
L	Luft
l	laminar
m	mit Zusatzfeuerung
max	maximal
n	im Normzustand
o	ohne Zusatzfeuerung
Ox	Oxidator
P	Produkt
r	Reaktion r
R	Reaktant, Edukt

stat	statisch
T, t	turbulent
ZSF	Zusatzfeuerung

Abkürzungen

2D	2-dimensional
3D	3-dimensional
AHK	Abhitzeessel
BHKW	Blockheizkraftwerk
BMWA	Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CCD	Charged Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CH ₄	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
DeNO _x	Rauchgasentstickung
DKSF	Druckkohlenstaubfeuerung
DO	Discrete-Ordinates
DT	Discrete-Transfer
EBU	Eddy-Break-Up
EDC	Eddy-Dissipation-Concept
EDX	Eddy-Dissipation-Combustion
EFCC	Externally Fired Combined Cycle
EU	Europäische Union
FL	Frischluf
FR/ED	Finite-Rate/Eddy-Dissipation
G	Generator
GD	Gegendruck
GD-S	Gegendruckscheibe
GT	Gasturbine
GuD	Gas- und Dampfturbine
GW	Gaswärme-Institut e.V. Essen
H ₂	Wasserstoff

H ₂ O	Wasser, Wasserdampf
IFRF	International Flame Research Foundation
ISO	Internationale Organisation für Normung
KB	Kanalbrenner
K-S	Kondensationsscheibe
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LES	Large-Eddy-Simulation
Mio.	Millionen
N ₂	Stickstoff
N ₂ O	Distickstoffoxid
NDIR	Nichtdispersives Infrarot
NiCr-Ni	NickelChrom-Nickel
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
O ₂	Sauerstoff
OH	Hydroxyl
PDF	Probability Density Function
PIV	Particle Image Velocimetry
Pos.	Position
PtRh-Pt	PlatinRhodium-Platin
RANS	Reynolds-Averaged-Navier-Stokes
Re	Reynolds-Zahl
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
Ref.	Referenzfall
RNG	Renormalisation-Group
RS	Reynolds-Spannung
SST	Shear-Stress-Transport
TA	Technische Anleitung
tr.	trocken
UV	Ultraviolett
Vol.	Volumen
WSGGM	Weighted-Sum-of-Grey-Gases-Model
WT	Wärmetauscher
YAG	Yttrium-Aluminium-Granat
ZSF	Zusatzfeuerung

Begriffserläuterungen

AIOLOS	Berechnungsprogramm der Universität Stuttgart
CFX	kommerzielles CFD-Programm der Firma ANSYS
COORETEC	Initiative des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie; der Name leitet sich von CO ₂ - RE duktions- TECH nologien in fossil befeuerten Kraftwerken ab
FLUENT	kommerzielles CFD-Programm der Firma FLUENT
LORA	Berechnungsprogramm der Universität Bochum
PHOENICS	kommerzielles CFD-Programm der Firma CHAM

Berechnungsbezeichnungen

AS1 – AS3	Berechnungsvarianten bei Variation des Sauerstoffgehaltes im Gasturbinenabgas
AT1 – AT3	Berechnungsvarianten bei Variation der Gasturbinenabgastemperatur
K1 – K12	Berechnungsvarianten bei Variation der Konstruktionsparameter
L1	Berechnungsvariante bei Variation der Brennerleistung
Ref. 1	erste Berechnung, Referenzrechnung für die Validierung des Berechnungsmodells
Ref. 1a, 1b	Berechnungsvarianten bei Variation der A und B Werte
Ref. 2	Referenzrechnung für die Variation der Prozess- und Konstruktionsparameter
S1 – S4	Berechnungsvarianten bei Variation der Strahlenanzahl und der Wandtemperatur
T1 – T4	Berechnungsvarianten bei Variation der Turbulenzmodelle
V1 – V3	Berechnungsvarianten bei Variation der Verbrennungsmodelle
V3a	Berechnungsvariante bei Variation der laminaren Flammengeschwindigkeit

1 Einleitung

Die Bundesregierung hat sich bei der zwischen den EU-Mitgliedstaaten vereinbarten Lastenteilung im Rahmen des Kyoto-Protokolls verpflichtet, die Treibhausgase, darunter CO₂, als wichtigstes bis zum Zeitraum 2010, um insgesamt 21 Prozent gegenüber 1990 zu reduzieren [1]. Die Substitution kohlenstoffreicher Primärenergieträger und die rationelle Energieverwendung sieht die Bundesregierung als Mittel zur Erreichung dieses Ziels [2].

Im Rahmen der Substitution kohlenstoffreicher Primärenergieträger werden zwei Ansätze verfolgt. Der eine Ansatz ist die Substitution kohlenstoffreicher Primärenergieträger wie Steinkohle oder Braunkohle durch kohlenstoffärmere (Erdgas) oder kohlenstofffreie (Uran, H₂) Energieträger. Der andere Ansatz beinhaltet die verstärkte Einbindung regenerativer Energien in die Energieversorgung [3, 4].

Im Rahmen der rationellen Energieverwendung wird vor allem eine effizientere Primärenergienutzung angestrebt. Eine Möglichkeit dazu bietet die Erhöhung des Wirkungsgrades von Kraftwerken. So wurden in den letzten Jahrzehnten die kombinierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerke (GuD-Kraftwerk) weiter entwickelt, mit denen derzeit die höchsten Systemwirkungsgrade erreicht werden. Im GuD-Kraftwerk wird die Abgasenergie der Gasturbine in einem nachgeschalteten Dampfkraftprozess zur weiteren Stromerzeugung genutzt. Eine weitere Möglichkeit der rationellen Energieverwendung ist die zeitgleiche und gekoppelte Erzeugung von Strom und Wärme, der sogenannten Kraft-Wärme-Kopplung (KWK). Sie wird entweder durch große, zentrale Heizkraftwerke oder durch kleinere, dezentrale Blockheizkraftwerke realisiert.

Ausgehend von den heute verfügbaren und auf absehbare Zeit zu erwartenden Systemen wird der KWK eine besonders große Bedeutung als Instrument der Energieeinsparung und der Emissionsminderung zugemessen [1]. Durch Nutzung der bei thermischer Stromerzeugung anfallenden Abwärme sind bei der KWK Einsparungen an Brennstoffenergie von ca. 20 % möglich, wenn beim Vergleich der gekoppelten und ungekoppelten Stromerzeugung adäquate Technologien verwendet werden und die Endenergien (Strom und Heizwärme) in gleicher Qualität und Quantität bereitgestellt werden [5].

Dieses durch KWK erreichbare Einsparpotenzial führte u. a. dazu, dass die EU bereits 1997 eine Verdopplung des Anteils der KWK an der Stromerzeugung bis 2010 beschlossen hat. Aber auch in Deutschland wurde die herausragende Bedeutung der KWK erkannt. Aus diesem Grund legte die Bundesregierung im Jahre 2000 fest, dass die KWK bis 2010 einen Beitrag von 23 Millionen Tonnen CO₂-Minderung im Rahmen des Kyoto-Zieles erbringen soll [6]. Um die bis dato erreichten erheblichen Minderungen der CO₂-Emissionen durch KWK in Deutschland zu stabilisieren und weiter zu unterstützen, wurde auf politischer Ebene das sogenannte Kraft-Wärme-Kopplungs-Modernisierungsgesetz erlassen [7, 8]. Mit diesem Gesetz, welches am 1. April 2002 in Kraft trat, wurde das Recht der Einspeisung von KWK-Strom vollständig neu geregelt und die Förderung auf eine ganz neue Grundlage gestellt. Darüber hinaus sieht das Kraft-Wärme-Kopplungs-Modernisierungsgesetz ein ganzes Maßnahmenpaket zur Förderung der KWK vor, das neben dem Erhalt und der Modernisierung von bestehenden Anlagen auch den Ausbau der KWK vorsieht [9].

Um das technische Potenzial für die KWK-Stromerzeugung ausschöpfen und gleichzeitig die CO₂-Minderung durch KWK erreichen zu können, müssen neue KWK-Anlagen gebaut oder bereits bestehende Anlagen zu KWK-Anlagen umgerüstet werden. Wesentliche Kriterien der Anlagenkonzeption sind neben den Brennstoffpreisen das zeitliche und leistungsmäßige Verhältnis von Strom- und Wärmebedarf, die Strom- und Wärmegutschriften, der elektrische Wirkungsgrad, die Anlageninvestitionen sowie die Flexibilität der Fahrweise.

Durch ein zentrales Heizkraftwerk auf der Basis eines GuD-Prozesses können die Vorteile der gekoppelten Erzeugung von Strom und Wärme und des hohen elektrischen Wirkungsgrades eines kombinierten Systems in einer Anlage besonders gut genutzt und somit die eingesetzte Primärenergie besonders rationell verwendet werden. Eingesetzt werden GuD-KWK-Anlagen aufgrund ihrer Leistungsgröße zumeist in der großflächigen Fernwärmeversorgung oder sie dienen zur Versorgung der Industrie mit Strom und Prozesswärme.

Die Zusatzfeuerung (ZSF) ist im GuD-KWK-Prozess oft ein wesentlicher Bestandteil, da sie eine wirkungsvolle Maßnahme zur Ausnutzung des Restsauerstoffgehalts und des Energieinhalts der Gasturbinenabgase ist. Kennzeichnend für den Einsatz einer ZSF ist die erhöhte Flexibilität der Gesamtanlage. Durch die ZSF kann die Prozesswärmeerzeugung dem tatsächlichen Wärmebedarf gezielt angepasst werden, da die Wärmeproduktion im Abhitzeessel bei konstanter Leistung der Gasturbine deutlich erhöht werden kann. Dabei können die prozesstechnischen Anforderungen kommunaler wie auch industrieller Wärmeverbraucher energiewirtschaftlich optimal erfüllt werden. Darüber hinaus kann die Anlage auch bei Ausfall der Gasturbine betrieben werden. Die ZSF wird dann im Frischluftbetrieb eingesetzt. Ein Stillstand der Gasturbine hat damit nicht mehr den sehr kostspieligen Stillstand der Gesamtanlage zur Folge.

Neben der Zusatz-Feuerungsanlage konventioneller Bauart, bei der die Zusatzbrenner direkt am Abhitzeessel montiert sind, gibt es die Möglichkeit, Kanalbrenner im Abgaskanal der Gasturbine als ZSF einzusetzen. Ein Vorteil dieser Variante ist, dass hierbei jede Kombination ohne erhöhten Aufwand mit einem Kanalbrenner als ZSF ausgerüstet werden kann. Besonders bei der Nachrüstung bestehender Anlagen ist diese im Vergleich zum Umbau des Abhitzeessels zur direkten Befeuerung die kostengünstigere Variante.

2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit

2.1 Problemstellung

Bisher wurden Kanalbrennergeometrien experimentell in den Forschungsabteilungen der Brennerhersteller entwickelt. Die Untersuchungen konzentrierten sich im Wesentlichen auf die Einhaltung der Abgasgrenzwerte nach der TA Luft, auf eine stabile Verbrennung und auf realisierbare Flammenlängen. Die experimentellen Untersuchungen der Brenner sowie der in KWK-Anlagen auftretenden Prozesse sind aus Termin- und Kostengründen heute nur noch selten möglich. Versuche an Originalbauteilen mit Originaleinbausituationen geschehen meist bei der Inbetriebnahme der Anlage direkt beim Kunden. Dort bleibt kaum Zeit zur intensiven Behandlung und Lösung von eventuell auftretenden Problemen.

Die numerische Auslegung von Kanalbrennern als ZSF wird bisher in der Literatur nicht beschrieben. Trotz hoher Rechneffizienz bereitet die mathematische Modellierung dieser Art der ZSF scheinbar immer noch Probleme. Dabei wäre anstelle einer experimentellen Vorgehensweise die mathematische Modellierung einer solchen turbulenten Verbrennung wesentlich zeitsparender und damit kostengünstiger.

Bei der Verbrennungssituation der ZSF stößt man in einen Bereich wissenschaftlicher Verbrennungsuntersuchungen vor, der noch nicht ausreichend erfasst worden ist. Sie ist gekennzeichnet durch die Reaktion des sauerstoffhaltigen Gasturbinenabgases (12 bis 15 Vol.-%) mit Erdgas. Erschwerend kommt hinzu, dass die Kanalbrenner, die an sie gestellten Anforderungen nicht nur im Gasturbinenbetrieb (GT-Betrieb), sondern auch im Frischluftbetrieb (FL-Betrieb) erfüllen müssen. Im GT-Betrieb wird die Einhaltung der CO-Grenzwerte und im FL-Betrieb die der NO_x -Werte zum Hauptproblem. Abgesehen von der Emissionsproblematik nimmt mit zunehmendem CO-Gehalt im Abgas der ZSF die Stabilität der Flamme ab. Das Ausbrandverhalten des Brenners ist unzureichend, so dass Rußbildung an angrenzenden Wänden bzw. schlimmstenfalls ein Flammenverlöschen stattfinden kann.

2.2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Kanalbrenner für den kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozess sowohl experimentell als auch numerisch untersucht.

Ziel ist es, das Verständnis der Strömungs- und Verbrennungssituation der ZSF sowie die industrielle Akzeptanz simulationsgestützter Verfahren zu verbessern. Angestrebt wird die Entwicklung eines Werkzeugs (Berechnungsmodell bestehend aus verschiedenen Teilmodellen), mit dem detaillierte Informationen über das Strömungs- und Verbrennungsverhalten des Kanalbrenners gewonnen, aber dennoch praxisrelevante Fragestellungen der Industrie innerhalb eines ausreichend kurzen Zeitraums mit verlässlicher Genauigkeit beantwortet werden können. Mit dem Berechnungsmodell sollen zukünftig die Optimierungen und Entwicklungen von Kanalbrennern unterstützt und somit die kosten- und zeitintensiven experimentellen Arbeiten reduziert werden. Auch die oben beschriebenen Probleme könn-

ten mittels numerischer Simulation optimal eingegrenzt werden, so dass die Brenner nicht erst während des Betriebes empirisch verbessert werden müssen.

Aussagen über das Strömungs- und Verbrennungsverhalten von Kanalbrennern und deren Verbesserung mit Hilfe eines Berechnungsmodells können erst dann gemacht werden, wenn die Leistungsfähigkeit dieses Modells überprüft und dessen Berechnungsgenauigkeit als ausreichend bewertet wurde. Hierbei ist der Brennernahbereich, die Hauptumsatzzone des Brennstoffes, von besonderem Interesse. Dieser Bereich ist von komplexen turbulenten Strömungs- und Mischungsstrukturen geprägt, die einen entscheidenden Einfluss auf die Verbrennung und Schadstoffentstehung haben.

Als Bewertungsgrundlage der Verlässlichkeit der rechnergestützten Vorhersagen wird in dieser Arbeit der Vergleich zwischen berechneten und gemessenen betriebsrelevanten Größen herangezogen. Ausreichend experimentelle Daten über Kanalbrenner als ZSF in GuD-Anlagen sind jedoch in der Literatur nicht zu finden. Dies liegt u. a. daran, dass Versuche an Kanalbrennern häufig erst nach Inbetriebnahme der Gesamtanlage oder bei auftretenden Problemen erfolgen und an diesen Industrieanlagen aufgrund der schwierigen Zugänglichkeit häufig nur Abgaswerte ermittelt werden können. Aber auch bei experimentellen Untersuchungen in den Forschungsabteilungen der Hersteller zur Brennerauslegung wurde bisher die ZSF mittels Kanalbrennern im GuD-Prozess lediglich als „Black box“ erfasst und der Brennernahbereich nicht näher betrachtet. Zudem handelt es sich häufig um interne Informationen, die vertraulich behandelt und nicht veröffentlicht werden.

Vor dem Hintergrund fehlender Vergleichswerte wird im Rahmen dieser Arbeit eine Kanalbrennerversuchsstrecke ausgelegt und aufgebaut, an der verschiedene Betriebszustände einer GuD-Anlage simuliert werden können. An dieser Versuchsstrecke wird anschließend mit Hilfe eines in der Industrie eingesetzten Kanalbrenners der GT- und FL-Betrieb detailliert untersucht.

Im nächsten Schritt werden ausgehend von den im CFD-Programm Fluent enthaltenen Modellen verschiedene mathematische und numerische Parameter hinsichtlich ihrer Eignung für die Simulation des GT-Betriebes untersucht. Unter Berücksichtigung der Berechnungszeit und Genauigkeit der Vorhersage werden daraufhin die für den GT-Betrieb optimalen programmspezifischen Einstellungen bestimmt und deren Gültigkeit für den FL-Betrieb überprüft.

Anschließend werden weitere Simulationsrechnungen mit den für den GT-Betrieb optimalen Fluent-Einstellungen durchgeführt. Hierzu werden verschiedene Prozessparameter sowie die Brenner- und Kanaldimensionen variiert.

3 Stand der Technik

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der experimentellen und theoretischen Untersuchung einer ZSF im GuD-Prozess, wobei die ZSF durch den Einbau von Kanalbrennern im Abgaskanal der Gasturbinen realisiert wird. Betrachtet wird das Verhalten des Kanalbrenners bei unterschiedlichen Betriebsweisen einer GuD-Anlage. In diesem Kapitel wird zunächst der GuD-Prozess beschrieben. Anschließend werden zur Beurteilung der ZSF deren Auswirkungen auf GuD-Anlagen zur reinen Stromerzeugung und zur gekoppelten Strom- und Dampf- bzw. Wärmeerzeugung dargestellt. Abschließend wird auf die Kanalbrenner eingegangen.

3.1 Gas- und Dampfturbinenanlage

Die Kombination einer (oder mehrerer paralleler) Gasturbine(n) mit einer oder mehreren Dampfturbinen führt zu einem GuD-Kraftwerk. Im Unterschied zum reinen Dampfkraftwerk wird beim GuD-Kraftwerk dem Dampfturbinenprozess eine Gasturbine vorgeschaltet. Bei dieser Anlagenkopplung werden die Gasturbinenabgase mit einer Temperatur von 450 °C bis 650 °C in einem Abhitzekessel ohne oder mit ZSF zur Erzeugung von Frischdampf mit 40 bis 80 bar / 350 bis 540 °C für die Dampfturbine verwendet. Der Gasturbinenprozess wird also direkt mit dem des Dampfprozesses gekoppelt. Somit lassen sich die Vorteile beider Prozesse nutzen, was zu sehr hohen Brennstoffnutzungsgraden führt. Dies gilt sowohl bei reiner Stromerzeugung als auch bei der gleichzeitigen Nutzung von Strom und Dampf bzw. Wärme im Rahmen einer KWK-Anlage [10].

3.1.1 Stromerzeugung

Die GuD-Anlage zur reinen Stromerzeugung zeichnet sich dadurch aus, dass eine hohe Brennstoffnutzung im gesamten Leistungsbereich vorliegt und durch einen hohen Automatisierungsgrad nur wenig Personal (bezogen auf Kohle wird beim Einsatz von Gas als Brennstoff nur etwa ein Fünftel des Personals benötigt) notwendig ist. Darüber hinaus führen relativ günstige spezifische Investitionen sowie die hohen elektrischen Wirkungsgrade (bis zu 60 %) zu niedrigen Betriebskosten [10]. Auch für die spezifischen CO₂-Emissionen je erzeugte kWh_{el} ergibt sich ein um rund 50 % niedrigerer Wert im Vergleich zu Steinkohle. Neben dem hohen Wirkungsgrad gibt dafür der geringe Kohlenstoff-Gehalt des Erdgases den Ausschlag [20].

Der Schwerpunkt der Stromerzeugung liegt bei der Gasturbine, die 65 bis 80 % der elektrischen Leistung bringt. Der elektrische Leistungsbereich der Gesamtanlage ist sehr breit gefächert und kann sehr flexibel auf unterschiedlichen Strombedarf reagieren. So ist ein GuD-Kraftwerk durchaus im Grundlast-, Mittellast- oder auch im Spitzenlastbetrieb einsetzbar und kann sich sehr flexibel den Wünschen des jeweiligen Kraftwerksbetreibers und seinen Markt- und Einsatzbedingungen anpassen. Ein weiterer Vorteil des GuD-Kraftwerkes ist seine sehr hohe An- und Abfahrsgeschwindigkeit. Bei einem Kaltstart ist ein GuD-Kraftwerk in weniger als 90 Minuten unter Volllast am Netz [10].

In Abbildung 3.1 ist das Schaltbild eines Kraftwerkes auf der Basis eines kombinierten Gas- und Dampfturbinen-Prozesses dargestellt. Die Gasturbineanlage setzt sich aus dem Verdichter, der Brennkammer, der Gasturbine und dem Generator zusammen. Aus der Umgebung angesaugte Luft wird im Verdichter komprimiert, anschließend der Brennkammer zugeführt und durch die Verbrennung eines fossilen Primärenergieträgers erhitzt. Das durch die Verbrennung entstehende Rauchgas wird in der Gasturbine entspannt. Die Turbine treibt einerseits den Verdichter und andererseits den für die Stromerzeugung notwendigen Generator an. Das Abgas verlässt mit einer Temperatur von ungefähr 450-650 °C die Turbine und tritt beim einfachen Gasturbinenprozess ohne weitere Nutzung ins Freie. Die Hauptkomponenten des Dampfkraftprozesses sind der Dampferzeuger, die Dampfturbine, der Generator, der Kondensator und die Speisewasserpumpe. Im Dampferzeuger wird das Arbeitsmittel Wasser verdampft und überhitzt. Dieser Frischdampf wird in der Dampfturbine entspannt. Die dabei entstehende mechanische Energie wird an den Generator übertragen. Im Kondensator wird der Abdampf aus der Dampfturbine wieder in Wasser umgewandelt. Bevor das Arbeitsmittel über die Speisewasserpumpe in den Dampferzeuger zurückgeführt wird, wird es in der Regel regenerativ durch Entnahmedampf vorgewärmt. Die Verbindung der beiden Teilsysteme erfolgt über den Abgasstrom der Gasturbine mit dem Abhitzedampferzeuger. Der Abhitzedampferzeuger kann mit einer ZSF ausgerüstet sein, um den Dampfzustand optimalen Werten anzupassen oder die Einsatzmöglichkeit des GuD-Prozesses zu erweitern (siehe hierzu Kapitel 3.2).

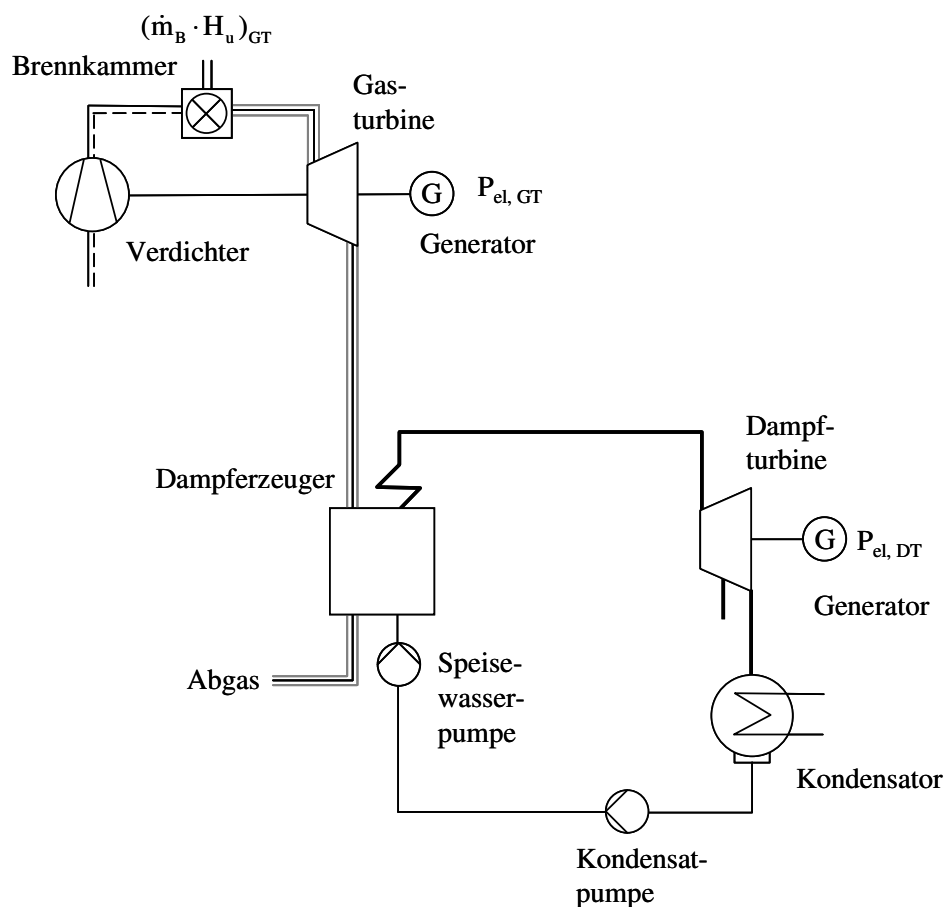


Abbildung 3.1: Schaltbild eines GuD-Kraftwerk nach [4]

In Abbildung 3.2 ist die Entwicklung der Wirkungsgrade verschiedener Kraftwerksprozesse bei unterschiedlichen Prozesstemperaturen dargestellt. Diese werden zum einen mit unterschiedlichen Primärenergieträgern betrieben, zum anderen liegen diesen Wirkungsgradentwicklungen sehr unterschiedliche Umwandlungsverfahren zugrunde. Auf die einzelnen Verfahren wird an dieser Stelle nicht eingegangen, da diese in der einschlägigen Literatur detailliert beschrieben werden [5, 11, 12, 13, 17].

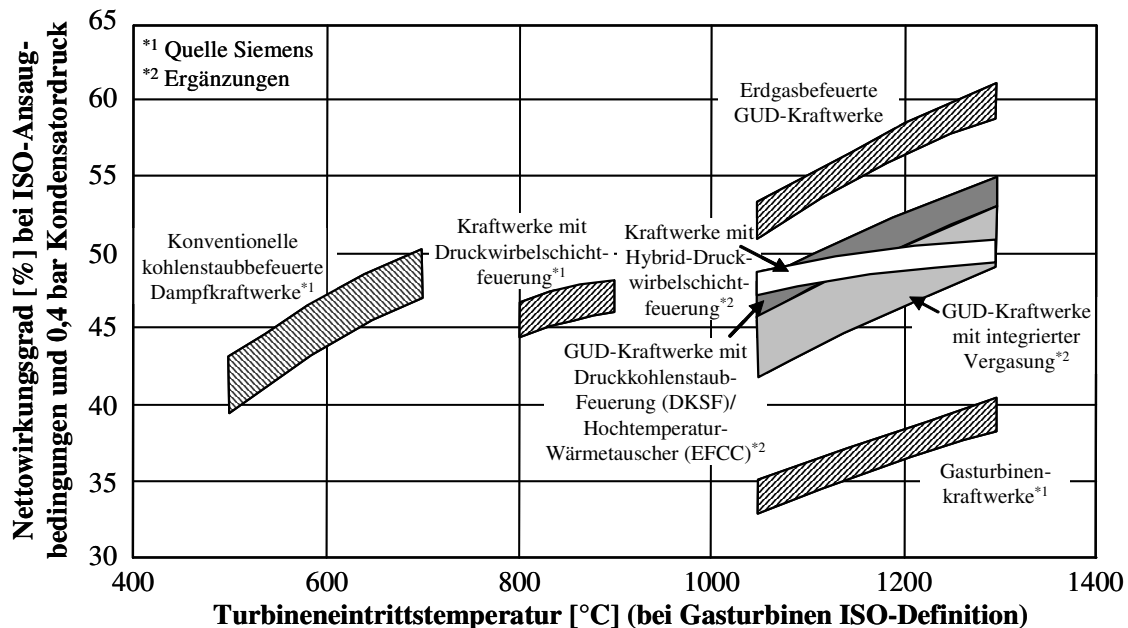


Abbildung 3.2: Wirkungsgrade verschiedener Kraftwerksprozesse [17]

Mit dem Dampfkraftwerk werden heute Bestwerte des Wirkungsgrades von 46 % bei Steinkohle und über 43 % bei Braunkohle erzielt [14, 15]. Durch konsequente Weiterentwicklung auf den Gebieten Strömungsmechanik, Thermodynamik, Werkstofftechnik und neue Kohletrocknungstechnologien (Braunkohle) könnte der Wirkungsgrad des Dampfkraftwerkes nach [15] bis 2010 auf ca. 51 % gesteigert werden. Darüber hinaus sind durch weitere Anhebung der Prozessparameter, durch Reduzierung der Abgasverluste bei Dampferzeugern und durch ausgefeilte Hochtemperatur-Beschaufelungen bei den Dampfturbinen bis zum Jahr 2020 noch höhere Wirkungsgrade wahrscheinlich [15]. Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Frischdampfdruck und der Frischdampf Temperatur, Maßnahmen zur Verringerung der Verluste und zur Verringerung des Eigenbedarfs sowie die notwendigen Werkstoffentwicklungen und die realisierbaren Dampfparameter sind u. a. in [16, 17, 18, 19] dargestellt.

Die heutige Gasturbinentechnologie erreicht bei Auslegung für den alleinigen Gasturbinenbetrieb Wirkungsgrade bis etwa 38 % [20]. Den größten Einfluss auf den Gasturbinenwirkungsgrad besitzt die Gaseintrittstemperatur in die Gasturbine. Sie wird als „ISO-Gasturbineneintrittstemperatur“ bezeichnet und ist als fiktive mittlere Eintrittstemperatur einer ungekühlten Gasturbine definiert. Die neuesten, mit Erdgas betriebenen, großen Gasturbinen besitzen Leistungen bis 280 MW mit Gaseintrittstemperaturen von 1200-1300 °C und Verdichtungsverhältnissen bis zu 30:1. Die hohen Gastemperaturen erfordern eine in-

tensive Kühlung, Hochtemperaturwerkstoffe und Beschichtungsverfahren für die Beschau-
felung. Die Verwendung von Verdichterluft zur Kühlung verringert den Wirkungsgrad der
Gasturbine merkbar. Die beiden Strömungsmaschinen einer Gasturbinenanlage, Verdichter
und Turbine, besitzen bereits ein sehr hohes Entwicklungsniveau. Es werden noch Verbes-
serungen an den Schaufelprofilen, den Kühlverfahren, der Senkung von Verlustquellen und
der umweltgerechten Verbrennung angestrebt [16]. Für die Zukunft wird eine weitere Stei-
gerung der Gasturbineneintrittstemperatur auf bis 1500 °C und damit eine weitere Steige-
rung des Wirkungsgrades erwartet [17].

Kombinierte GuD-Kraftwerke erzielen heute Wirkungsgrade um 58 % [15]. Dieser hohe
Wirkungsgrad ergibt sich aus der Kopplung des Gasturbinenprozess auf hohem Tempera-
turniveau mit dem Dampfprozess auf niedrigem Temperaturniveau und wurde in den letz-
ten Jahren vornehmlich durch die Erhöhung der Wirkungsgrade der beiden Teilsysteme
gesteigert. Darüber hinaus wurde die Notwendigkeit einer integrierten Auslegung der Teil-
systeme für eine Maximierung des Wirkungsgrades der Gesamtanlage erkannt [17, 21]. So
ist z. B. das optimale Druckverhältnis einer Gasturbine für den GuD-Prozess kleiner als bei
einer Gasturbine für den Solobetrieb, weil der Dampfprozess nur bei höheren Abgastempe-
raturen von 550-600 °C durch einen hochwertigen Frischdampfzustand hohe Wirkungsgra-
de erreicht [22]. Eine mit hohem Wirkungsgrad, hohem Druckverhältnis und niedriger Gas-
turbinenaustrittstemperatur für den Solobetrieb ausgelegte Gasturbine führt bei Einsatz in
einem GuD-Prozess deshalb nicht zwangsläufig zu einem hohen Wirkungsgrad [5].

Laut eines Berichts der COORETEC-Arbeitsgruppen wird der thermische Wirkungsgrad
der offenen Gasturbine und der innere Wirkungsgrad der Dampfturbine durch konsequente
strömungs- und werkstofftechnische Weiterentwicklung weiter ansteigen. Bis 2010 könn-
ten dadurch kombinierte GuD-Kraftwerke mit einem elektrischen Wirkungsgrad von ca.
62 % zu verwirklichen sein [15].

Der GuD-Prozess kann heute großtechnisch nur mit den Brennstoffen Erdgas bzw. Erdöl
realisiert werden. Anstrengungen, den gekoppelten Gas- und Dampfturbinenprozess auch
für den Brennstoff Kohle nutzbar zu machen, führte in den letzten Jahren zu verschiedenen
Konzepten kohlebefeuerter Kombiprozesse. Die verschiedenen Verfahren zeichnen sich
durch einen unterschiedlichen Entwicklungsstand aus. Während sowohl die Druckwirbel-
schichtfeuerung als auch die GuD-Anlage mit integrierter Kohlevergasung bereits weltweit
in einer Reihe von Demonstrations- und Großanlagen realisiert worden sind, befinden sich
der GuD-Prozess mit externer Feuerung (EFCC) und die Druckkohlenstaubfeuerung in der
Entwicklung und sind Gegenstand der Forschung [15, 17].

3.1.2 Kraft-Wärme-Kopplung

Kraft-Wärme-Kopplung ist die gleichzeitige Umwandlung von eingesetzter Brennstoff-
energie in elektrische Energie und nutzbare Wärme in einer technischen Anlage. Die bei
der Stromerzeugung anfallende Wärme wird u. a. zur Bereitstellung von Heizwasser,
Dampf oder Trocknungswärme verwendet. Durch die Nutzung dieser Abwärme werden die
Verluste geringer gehalten und somit der Verbrauch an Primärenergie und die Bildung von
Treibhausgasemissionen vermindert [23, 24, 25, 26].

Grundvoraussetzung für den wirtschaftlichen Betrieb einer KWK-Anlage ist ein möglichst ganzjährig und beständig vorliegender Bedarf an thermischer Energie [20]. Wichtigste Anwendungsgebiete der KWK sind die kommunale Nah- und Fernwärme sowie die Versorgung der Industrie mit Strom und Prozesswärme. Während die einsetzbaren Technologien prinzipiell gleich sind, unterscheiden sich kommunale und industrielle KWK im Wesentlichen in zwei Punkten. Einerseits ist das mittlere Temperaturniveau der zu Produktionszwecken benötigten Wärme wesentlich höher als bei der Heizwärmeversorgung. Andererseits besteht bei der kommunalen Wärmeversorgung eine charakteristische Außentemperaturabhängigkeit, während der Prozesswärmebedarf vom Produktionsprofil abhängt und deshalb ganzjährig relativ gleichmäßig anfällt. Daraus resultiert eine wesentlich höhere Volllaststundenzahl der industriellen gegenüber der kommunalen KWK [27].

Neben der Nutzung zur reinen Stromerzeugung wird die GuD-Anlage auch im kombinierten Einsatz zur gekoppelten Strom- und Dampf- bzw. Wärmeerzeugung eingesetzt. Erzeugt die Dampfturbine, wie oben beschrieben, aus dem Dampf nicht nur Strom, sondern auch Wärme, handelt es sich um einen KWK-Prozess, also eine GuD-KWK-Anlage, andernfalls handelt es sich um ein GuD-Kondensationskraftwerk [6].

GuD-KWK-Anlagen werden gerne von Industriebetrieben genutzt, die über einen hohen Strom- und Wärmebedarf verfügen [28, 29, 30]. Aber auch Stadtwerke nutzen mehr und mehr die GuD-Technik, damit sie ihre Fernwärmenetze noch kostengünstiger betreiben und gleichzeitig so effizient und günstig wie möglich den Strom- und Wärmebedarf ihrer Kunden abdecken können [9, 31, 32, 47]. Bei der objektbezogenen Strom- und Niedertemperaturwärmeversorgung, wie sie in Wohnsiedlungen sowie kleineren Industrie- und Gewerbebetrieben (Wäschereien, Schwimmbäder, Krankenhäuser usw.) benötigt werden [33], werden demgegenüber Blockheizkraftwerke (BHKW) eingesetzt, die als Antrieb für die Stromversorgung Diesel- oder Gasmotoren sowie Mikrogasturbinen verwenden. BHKW sind für den Einsatz als KWK-Anlage besonders dann geeignet, wenn kleinere Versorgungseinheiten den Betrieb größerer Heizkraftwerke aus wirtschaftlicher Sicht nicht rechtfertigen.

Zur Ausführung als GuD-KWK-Anlage kann die Wärme aus dem Dampfkreislauf und/oder aus dem Gasturbinenabgas ausgekoppelt werden. Eine Möglichkeit zur Wärmeauskopplung aus dem Gasturbinenabgas ist die Abkühlung dieser Gase vor Eintritt in den Dampferzeuger (Abbildung 3.3a). Diese Art der Energienutzung ist jedoch mit einer Stromeinbuße im Dampfturbinenprozess verbunden, da dem Dampfprozess durch die Abkühlung weniger Energie zugeführt wird. Ein weiteres, nutzbares Wärmepotenzial stellen die Abgase hinter dem Dampferzeuger dar (Abbildung 3.3b). Ein Vorteil gegenüber der Auskopplung vor dem Dampferzeuger ist hierbei, dass die Wärme ohne Einbuße an elektrischer Leistung ausgekoppelt werden kann. Wegen ihres geringen Potenzials ist diese Form der Wärmeerzeugung für die meisten Anwendungsfälle jedoch nur in Kombination mit einer zusätzlichen Wärmeauskopplung aus dem Dampfkreislauf einzusetzen [4].

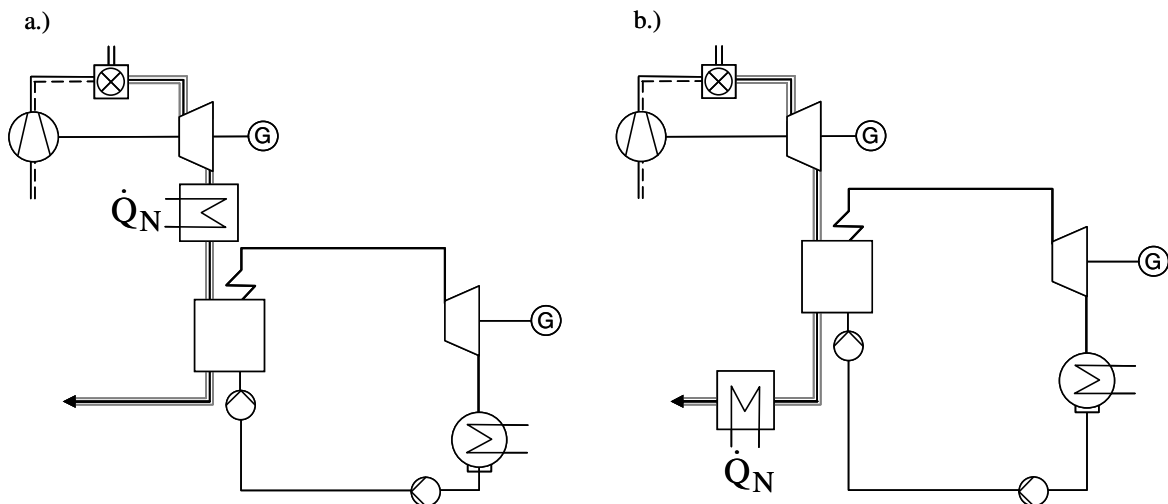


Abbildung 3.3: Wärmeauskopplung aus dem Rauchgas nach [4]

a.) vor dem Dampferzeuger und b.) nach dem Dampferzeuger

Zur Wärmeauskopplung aus dem Dampfkreislauf wird der Dampfturbinenprozess im Gegendruck- oder Entnahmekondensationsbetrieb ausgeführt. Im Entnahmekondensationsbetrieb (Abbildung 3.4b) wird ein Teil des Arbeitsmittels aus der Dampfturbine entnommen, in einem Wärmeübertrager kondensiert und in den Kreislauf zurückgeführt. Ein derartiges KWK-System besitzt zwei Freiheitsgrade, da es durch die zugeführte Energie einerseits und der entnommenen Dampfmenge andererseits geregelt werden kann. Dies hat den Vorteil, dass die Strom- bzw. Wärmeproduktion den jeweiligen Erfordernissen angepasst werden kann. Nachteilig ist, dass die Wärmeauskopplung ebenfalls zu Lasten der Stromerzeugung geht. Als Grenzfall maximaler Wärmeauskopplung wird im Gegendruckbetrieb (Abbildung 3.4a) der gesamte Frischdampfstrom im Wärmeübertrager kondensiert [4].

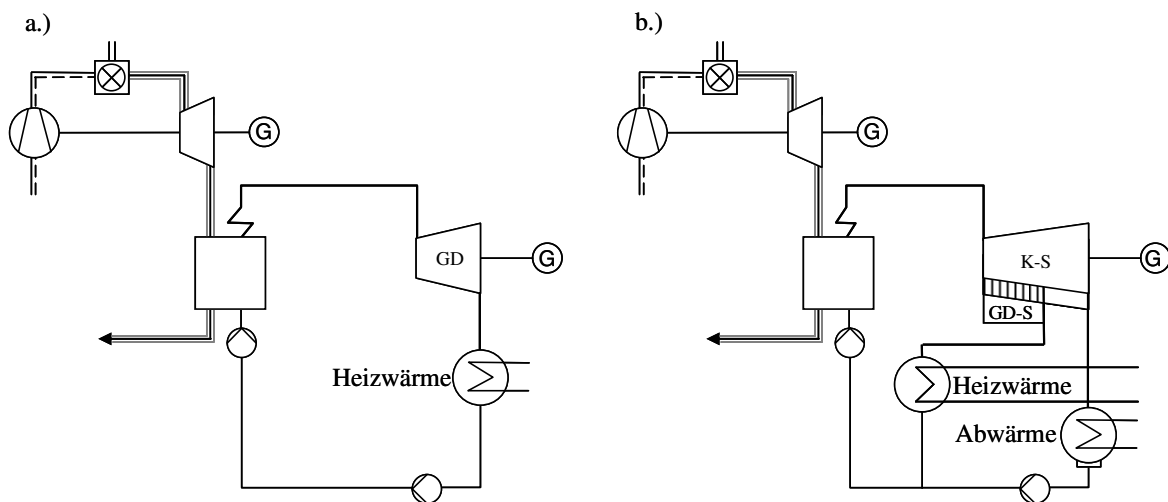


Abbildung 3.4: Wärmeauskopplung aus dem Dampfkreislauf nach [4] und [27]

a.) Gegendruckturbine und b.) Entnahmekondensationsturbine

3.2 Zusatzfeuerung

Der Begriff der ZSF wird in der Literatur besonders im Bereich der Kraftwerkstechnik verschiedenartig definiert bzw. für unterschiedliche Einsatzgebiete verwendet. Um Missverständnisse zu vermeiden, werden vorab zwei Anwendungen kurz vorgestellt, bevor auf den Einsatz der ZSF in GuD-Anlagen eingegangen wird.

In [34] wird die ZSF für eine Druckwirbelschicht erwähnt. Da bei Druckwirbelschichtfeuerungen mit blasenbildendem Bett unter Teillast die Freiraumtemperatur stark sinkt, wird die Bildung von Schadstoffen begünstigt und der Wirkungsgrad der Gasturbine gemindert. Diese Effekte lassen sich durch eine zusätzliche Feuerung, die die Rauchgastemperatur im Freiraum wieder anhebt, kompensieren. Da durch die hohen Drücke und Temperaturen eine detaillierte experimentelle Untersuchung sehr schwierig ist, wurden von Eden et al. [34] Simulationen mit Hilfe numerischer Strömungsmechanik durchgeführt.

In [35] wird ein Konzept eines Dampfkraftwerkes mit interner ZSF vorgestellt. Während bei Dampfkraftwerken üblicherweise sämtliche Wärme, die im Prozess benötigt wird, durch Verbrennung von Kohle im Dampferzeuger erzeugt wird, ist die interne ZSF eine Verbrennung von Erdgas oder Wasserstoff mit reinem Sauerstoff im Dampfstrom zwischen Teilturbinen oder zwischen Dampferzeuger und Dampfturbine. Der Vorteil dieses Konzeptes ist, dass die Temperaturbeschränkungen, die sich durch die Werkstoffeigenschaften der Wärmeübertragerrohre ergeben, durch die Freisetzung der Wärme direkt im Dampfstrom vermieden werden. Kail et al. zeigt in verschiedenen Veröffentlichungen [35, 36] die möglichen Ziele der internen ZSF in Bezug auf Rückhaltung von Kohlendioxid, Erhöhung von Leistung und Wirkungsgrad etc.

Im GuD-Prozess ist die ZSF oft ein wesentlicher Bestandteil [37, 38], da so die früher üblichen Spitzenlastkessel ersetzt [31] und die Prozesswärmeerzeugung dem tatsächlichen Wärmebedarf gezielt angepasst werden kann [29, 47, 39]. Die Wärmeproduktion im Abhitzeessel kann bei konstanter Leistung der Gasturbine mit einer ZSF deutlich erhöht werden. Dabei können die prozesstechnischen Anforderungen kommunaler wie auch industrieller Wärmeverbraucher energiewirtschaftlich optimal erfüllt werden [40].

3.2.1 GuD-Anlage mit Zusatzfeuerung

In der Literatur wird die Einteilung der ZSF in GuD-Anlagen unterschiedlich beschrieben, wobei die verschiedenen Einteilungen vor dem Hintergrund bestimmter Anwendungszwecke entstanden sind und sich untereinander kaum unterscheiden. In [12] werden die Anlagen mit ZSF entsprechend ihrer Leistung in zwei Kategorien eingeteilt:

- Anlagen mit geringer ZSF, die den ungefeuerten ähnlich sind und
- Anlagen mit maximaler ZSF, die den konventionellen Dampfprozess als Auslegungspunkt verwenden.

Demgegenüber wird in [41] zwischen den beiden folgenden Konzepten unterschieden:

- mit Turbinenabgasen erfolgt die Dampferzeugung mit ZSF als Kanal- bzw. Flächenbrenner im Abgaskanal
- mit nachgeschalteten Strahlungskessel und Zusatz-Feuerungsanlage konventioneller Bauart.

Die Grundidee bei GuD-Anlagen mit geringer ZSF im Abhitzekessel ist die bestmögliche Ausnutzung der Abwärme der Gasturbinenabgase [19, 12]. Durch dieses Verfahren wird die Temperatur des Abgasvolumenstromes vor dem Abhitzekessel erhöht, wodurch eine Erhöhung von Temperatur und Druck des Dampfes bewirkt wird. Bei geringer ZSF werden die Gasturbinenabgase von 450 bis 650 °C auf 800 bis 900 °C aufgewärmt. Die Schaltung des Dampfprozesses ist dabei der ungefeuerten Anlage ähnlich [12]. Bei dieser Art der ZSF werden die zusätzlichen Brenner im Abgaskanal zwischen Gasturbine und Abhitzekessel (Abbildung 3.5) oder im Abhitzekessel selbst eingesetzt.

Der für die Verbrennung notwendige Sauerstoff wird bei Betrieb der Gasturbine dem Abgasstrom entzogen. In der Regel liegt der O₂-Gehalt im Turbinenabgas zwischen 12 und 15 %. Bei Ausfall der Gasturbine wird dem Brenner über ein Gebläse Frischluft zugeführt. Der Brenner, der dann mit größerer Brennstoffleistung als bei Turbinenabgasbetrieb arbeitet, wärmt die Frischluft auf die für die Dampf- oder Heißwassererzeugung erforderliche Temperatur auf. Die konstruktiven Möglichkeiten zur Umsetzung dieser Art der ZSF führten zu den sogenannten Kanalbrennern, die im Kapitel 3.3 beschrieben werden. Als Brennstoffe kommen Gas oder Öl in Frage [42].

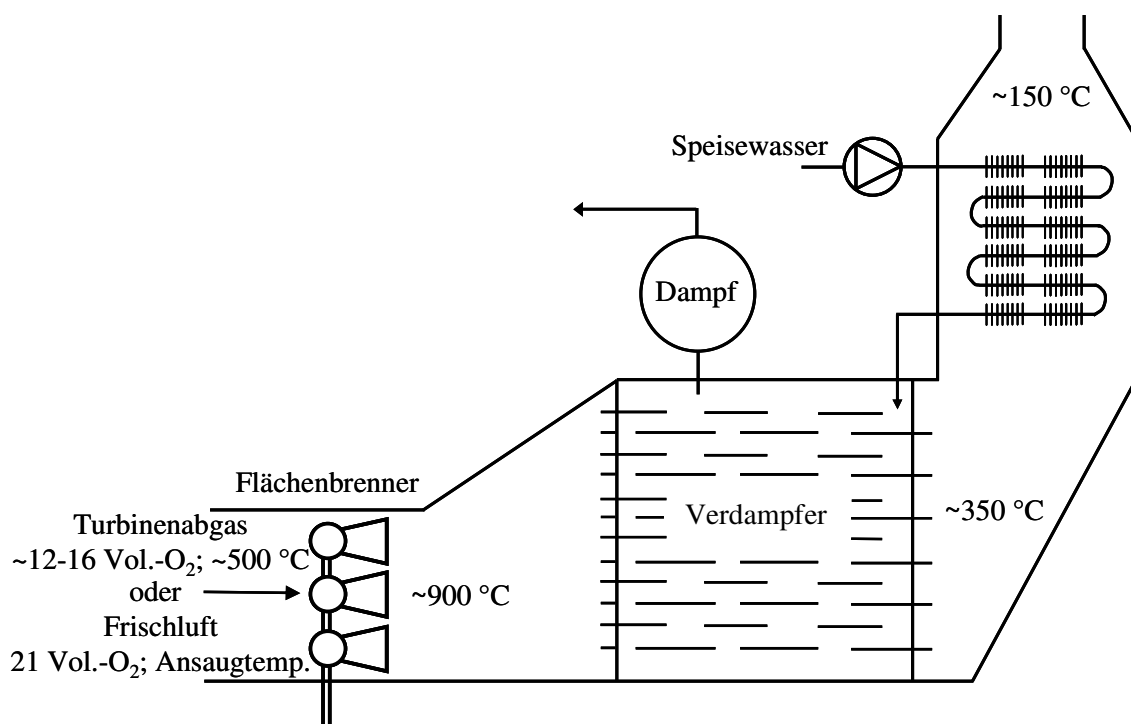


Abbildung 3.5 Flächenbrennereinsatz zur Abgasaufheizung von Gasturbinen nach [54]

Bei Anlagen mit maximaler ZSF wird nicht von der Gasturbine, sondern vom konventionellen Dampfprozess ausgegangen. Durch das Vorschalten einer Gasturbine wird dabei versucht, den Wirkungsgrad des konventionellen Großkraftwerkes zu verbessern. Die Abgase aus der Gasturbine werden entweder dem Kessel direkt zugeleitet oder dienen als Sauerstoffträger für die ZSF. Reicht der Sauerstoffgehalt des Abgases für eine vollständige Verbrennung nicht aus, wird dem Dampferzeuger oder dem Zusatzbrenner zusätzlich Frischluft zugeführt. Der Wärmeinhalt der Abgase kann im Vergleich zur Leistung der Feuerung gering sein. Dies spiegelt sich im Leistungsverhältnis zwischen Dampf- und Gasturbine wider. Während im reinen Abhitzebetrieb das Leistungsverhältnis etwa 2:1 beträgt, kann es beim nachgefeuerten Abhitzekessel je nach Zufeuerung zwischen 4 und 10 liegen [4, 12].

Die Zusatzbrenner werden wie bei konventionellen Kesselfeuerungen am (Abhitze-)Kessel selbst integriert. Als Brennstoff kommt neben Öl oder Gas auch Kohlenstaub in Frage [4, 18]. Die Konzeption eines solchen Dampferzeugers ist praktisch identisch mit einem konventionellen Kessel [12].

3.2.2 Einfluss der Zusatzfeuerung

Bei GuD-Anlagen ohne ZSF werden allein die Gasturbinenabgase zur Erzeugung von Frischdampf für die Dampfturbine verwendet. Hierdurch ergibt sich ein sehr eingeschränkter Betrieb hinsichtlich Flexibilität. Kennzeichnend für den Einsatz einer ZSF in einer GuD-Anlage, sowohl für die reine Stromerzeugung als auch bei der KWK, ist die erhöhte Flexibilität der Gesamtanlage. Wird eine GuD-Anlage mit einer ZSF ausgestattet, so können dadurch höhere Feuerraumtemperaturen und höhere Dampfdrücke sowie eine generell bessere Brennstoffnutzung erreicht werden. Darüber hinaus wird mit der ZSF eine Regelungsmöglichkeit für die Dampfmenge geschaffen. Die Erzeugung von Dampf kann unabhängig von der Gasturbine erfolgen. Die ZSF stellt damit eine variable Größe dar, die den Gas- und Dampfturbinenkreislauf voneinander entkoppelt. Die Entkopplung kann soweit gehen, dass die Anlage ganz ohne die Gasturbine betrieben wird. Die ZSF wird dann im FL-Betrieb eingesetzt.

3.2.2.1 Leistung und Wirkungsgrad

Bei den Überlegungen, die in einem Kraftwerksprozess anfallenden Restwärmemengen zu nutzen, wurde das Konzept der ZSF als Maßnahme zur Wirkungsgradsteigerung entwickelt und auch eingesetzt [30]. Wenn das heute nicht mehr der Fall ist, ist dies auf die Entwicklung der Gasturbine zurückzuführen, da das thermodynamische Interesse der ZSF bei steigender Gasturbinenaustrittstemperatur abnimmt [12]. Unter welchen Umständen jedoch die ZSF neben der Steigerung der gesamten Leistung auch noch den Anlagenwirkungsgrad verbessern kann, wird nachfolgend beispielhaft gezeigt. Auf die allgemeine theoretische Betrachtung wird an dieser Stelle nicht eingegangen, sondern auf die Veröffentlichung [43] von Wang et al. verwiesen.

Wird die Brennstoffenergie nur in der Gasturbine zugeführt, d. h. die Anlage ohne ZSF betrieben, so lautet die allgemeine Definition des thermischen Wirkungsgrades einer GuD-Anlage (Abbildung 3.6):

$$\eta_{\text{GuD,o}} = \eta_{\text{GT,o}} + (1 - \eta_{\text{GT,o}}) \cdot \eta_{\text{DT,o}} \quad (\text{Gl. 3.1})$$

$$= \eta_{\text{GT,o}} + \eta_{\text{DT,o}} - \eta_{\text{GT,o}} \cdot \eta_{\text{DT,o}} \quad (\text{Gl. 3.2})$$

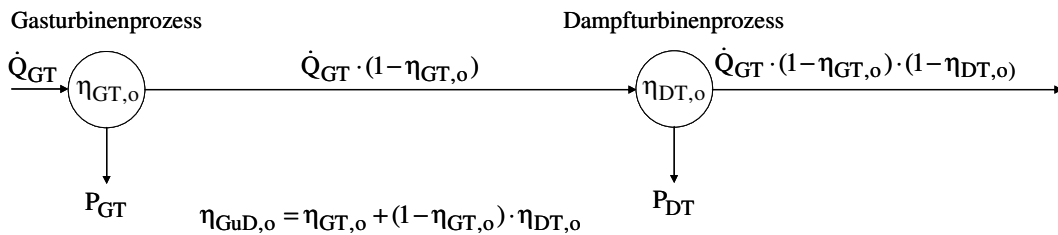
Dieser Wirkungsgrad setzt sich aus dem Gasturbinenwirkungsgrad und dem Dampfturbinenwirkungsgrad zusammen. Aus dieser Gleichung folgt, dass ein nachgeschalteter Dampfturbinenprozess immer zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades im Vergleich zu einem reinen Gasturbinenprozess führt. Entscheidend für den Wirkungsgrad einer GuD-Anlage ist sowohl eine effiziente Energieumwandlung im ersten Prozess (Gasturbinenprozess) als auch die Übertragung der Wärme auf den zweiten Prozess (Dampfturbinenprozess) bei einem möglichst hohen Temperaturniveau.

Eine ZSF erhöht stets die Leistung der Gesamtanlage und vermindert meist den Anlagenwirkungsgrad. Bei sehr geringen Abgastemperaturen der Gasturbine kann der Wirkungsgrad des Dampfprozesses durch eine ZSF gesteigert werden, so dass diese auch bezüglich des Anlagenwirkungsgrades vorteilhaft ist. Folgende Gleichung gibt den Anlagenwirkungsgrad der Kombianlage mit ZSF an (Abbildung 3.6):

$$\eta_{\text{GuD,m}} = \frac{\eta_{\text{GT,m}} + (1 - \eta_{\text{GT,m}}) \cdot \eta_{\text{DT,m}} + \beta \cdot \eta_{\text{DT,m}}}{1 + \beta}, \quad (\text{Gl. 3.3})$$

wobei β das Verhältnis des Brennstoffenergiestroms für die Zusatzfeuerung \dot{Q}_{ZSF} zum primären Brennstoffenergiestrom \dot{Q}_{GT} (d. h. der Zusatzbrennstoffenergiestrom ist gleich $\dot{Q}_{\text{ZSF}} = \beta \cdot \dot{Q}_{\text{GT}}$) und als Zufeuerungsgrad definiert ist.

ohne Zusatzfeuerung



mit Zusatzfeuerung

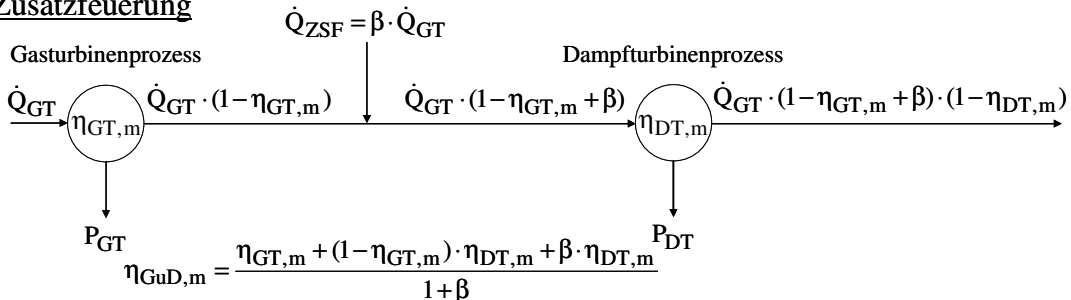


Abbildung 3.6: Schematische Darstellung der Wirkungsgrade von Kombianlagen

Durch die Leistung der ZSF kann die Temperatur des Rauchgasstromes variiert werden. In [17] wird für einen Eindruck-Dampfkreislauf ohne Zwischenüberhitzung der Wirkungsgrad des Kombiprozesses gegenüber der Rauchgastemperatur nach der ZSF mit der Gasturbineneintrittstemperatur als Parameter dargestellt (Abbildung 3.7). Bei Gasturbinen mit tiefen Eintrittstemperaturen ergibt eine Zunahme der Rauchgastemperatur bis 750 °C eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades. Darüber hinaus steigt bei Dampfprozessen ohne Zwischenüberhitzung nur noch die Leistung. Bei Gasturbinen mit Eintrittstemperatur über 1000 °C wird selbst im unteren Temperaturbereich des Rauchgases keine Wirkungsgradsteigerung erzielt.

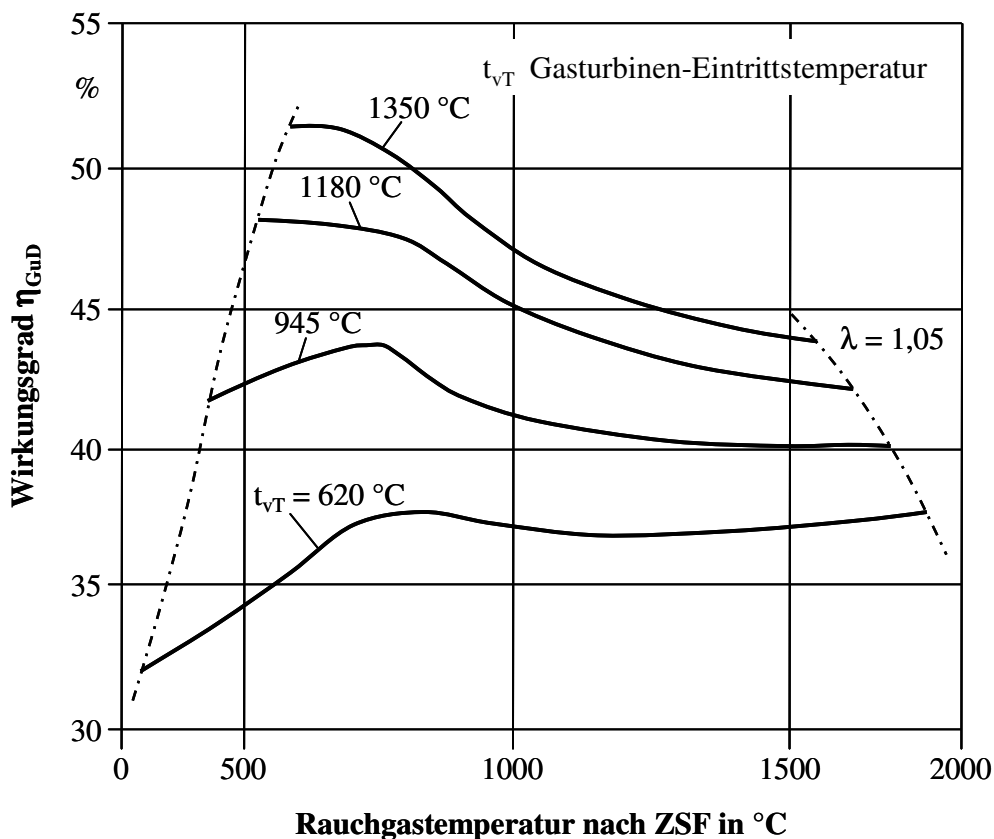


Abbildung 3.7: Wirkungsgrad einer Kombianlage mit ZSF in Funktion der Rauchgastemperatur nach ZSF und der Gasturbineneintrittstemperatur nach [17]

Ähnliche Ergebnisse stellt Stertkamp in [4] vor. Die in dieser Arbeit dargestellten Abbildungen zeigen die Abhängigkeit zwischen Wirkungsgrad, Leistungsverhältnis und Zufeuerung. Die Menge des zugefeuerten Brennstoffs wird wie oben beschrieben über den Zufeuerungsgrad $\beta = \dot{Q}_{\text{ZSF}} / \dot{Q}_{\text{GT}}$ und das Leistungsverhältnis von Dampfkraft- zu Gasturbinenprozess über $\alpha = P_{\text{el,DT}} / P_{\text{el,GT}}$ definiert. In Abbildung 3.8 ist das Leistungsverhältnis in Abhängigkeit des Zufeuerungsgrades und in Abbildung 3.9 der Wirkungsgrad eines GuD-Kraftwerkes in Abhängigkeit des Leistungsverhältnisses dargestellt. Als Parameter ist in beiden Abbildungen die Eintrittstemperatur des Rauchgases in die Gasturbine gewählt worden.

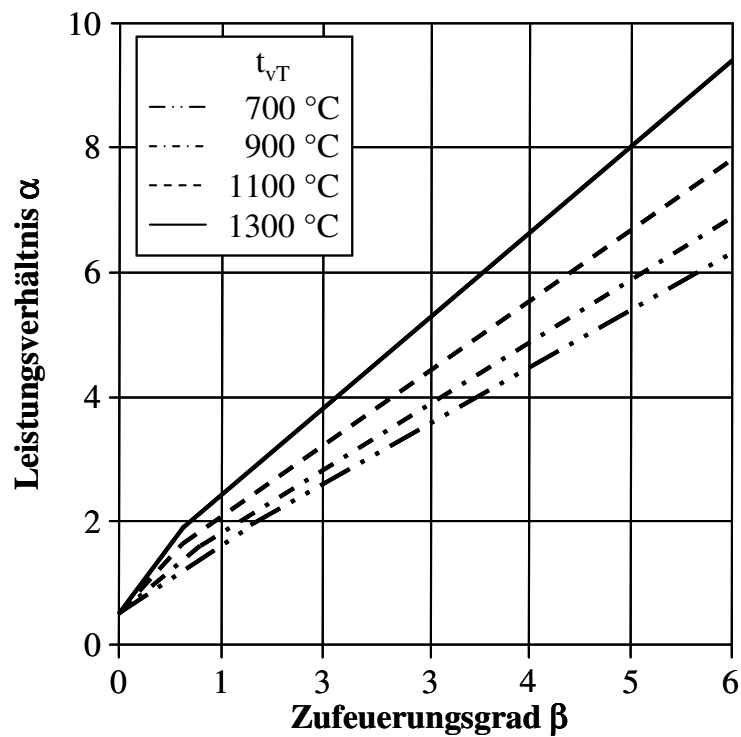


Abbildung 3.8: Leistungsverhältnis in Abhängigkeit des Zufuerungsgrades und der Eintrittstemperatur des Rauchgases in die Gasturbine nach [4]

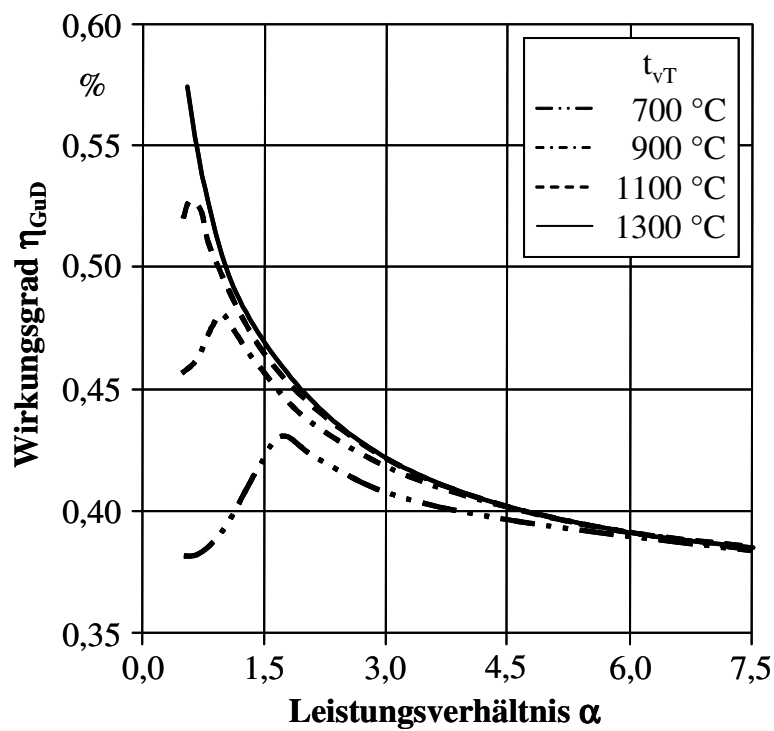


Abbildung 3.9: Wirkungsgrad eines GuD-Kraftwerkes in Abhängigkeit des Leistungsverhältnisses und der Eintrittstemperatur des Rauchgases in die Gasturbine nach [4]

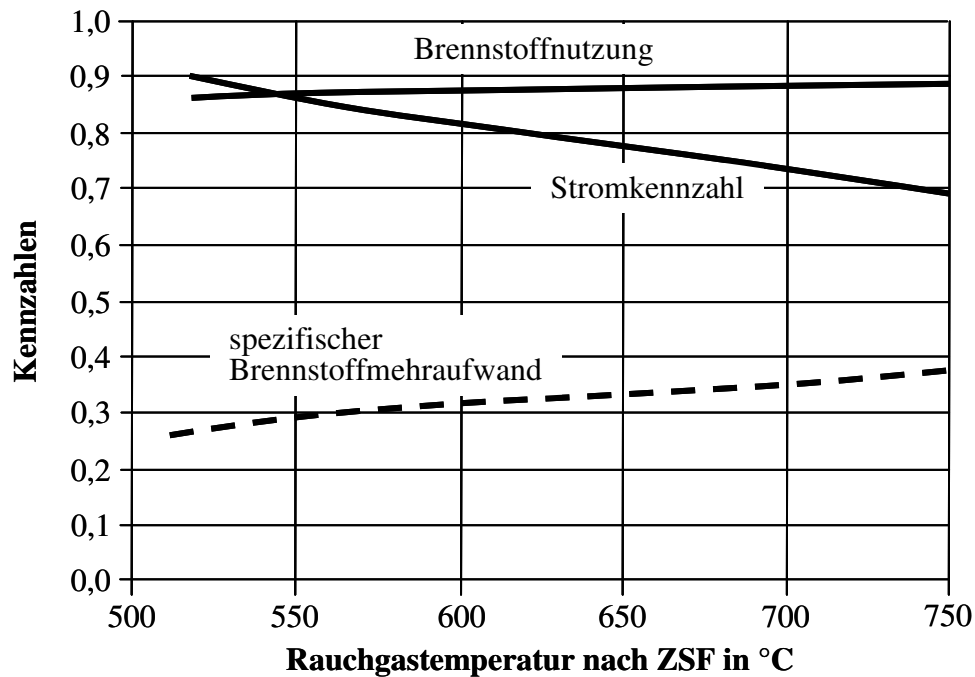
Ausgehend von einem Leistungsverhältnis von ca. 0,4 für den ungefeuerten Abhitzebetrieb (GuD-Anlage ohne ZSF) werden mit ansteigendem Zufeuerungsgrad die Leistung des Dampfkraftprozesses und damit das Leistungsverhältnis größer (Abbildung 3.8). Für eine niedrige Eintrittstemperatur des Rauchgases in die Gasturbine steigt mit wachsendem Leistungsverhältnis der Wirkungsgrad des GuD-Prozesses zunächst an, sinkt allerdings für größere Leistungen des Dampfkraftprozesses wieder ab und konvergiert gegen den Wert eines reinen Dampfkraftprozesses (Abbildung 3.9). Zur Auslegung des GuD-Prozesses auf den maximalen Wirkungsgrad sollte nach Abbildung 3.8 und Abbildung 3.9 für eine Eintrittstemperatur von 700 °C ein Zufeuerungsgrad von 0,7 (entspricht einem Leistungsverhältnis von ca. 1,7) gewählt werden. Für eine Eintrittstemperatur von 1300 °C sollte dagegen auf die Zufeuerung verzichtet werden [4].

3.2.2.2 Brennstoffnutzungsgrad und Stromkennzahl

Als klassisches Bewertungskriterium der Effizienz einer Anlage wird im Allgemeinen das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand herangezogen. Dies gilt gleichermaßen für den Bilanzkreis elektrischer und thermischer Energieerzeugungsanlagen (Kraftwerk und Heizwerk) wie auch für den kombinierten Bilanzkreis thermischer Energieerzeugungsanlagen (Heizkraftwerk). Die Effizienz der Energieumwandlung eines Kraftprozesses wird durch den Wirkungsgrad η_{KW} und die Effizienz eines Heizprozesses entweder durch die Heizzahl ζ_{H} oder den Wirkungsgrad η_{HW} ausgedrückt. Zur Bewertung der Energieumwandlung in einem Heizkraftwerk wird der Brennstoffnutzungsgrad ω definiert. Da hierbei die beiden thermodynamisch nicht gleichwertigen Produkte Strom und Wärme als Nutzen erfasst werden, ist die Angabe des Brennstoffnutzungsgrades nur in Verbindung mit einem weiteren Systemkennwert thermodynamisch aussagekräftig. Als weitere Kennzahl zur Bewertung der KWK wurde daher die Stromkennzahl σ eingeführt. Die Stromkennzahl ist die Qualitätskennzahl, die das Verhältnis von elektrischer zu thermischer Leistung ausdrückt.

Kennzeichnend für gasturbinengestützte Heizkraftwerke sind relativ hohe Stromkennzahlen, wobei der kombinierte GuD-Prozess im Vergleich mit dem Gasturbinen-Prozess eine durchweg höhere Stromkennzahl hat und sogar einen Wert über 1 erreichen kann [44]. Durch eine ZSF lassen sich die Stromkennzahlen einer GuD-KWK-Anlage in weiten Grenzen verändern und können Brennstoffnutzungsgrade über 90 % erreichen [45]. Mit Erhöhung der ZSF wird der GuD-Prozess in Richtung des Dampfprozesses verschoben, wodurch die Stromkennzahl sinkt. Der Nutzungsgrad steigt mit abnehmender Stromkennzahl an, da die Energieverluste im Kondensator des Dampfkreislaufs geringer werden.

In Abbildung 3.10 sind für eine GuD-KWK-Anlage mit Gegendruck-Dampfturbine verschiedene Kennzahlen gegenüber der Rauchgastemperatur aufgetragen. Ohne ZSF (Rauchgastemperatur ca. 520 °C) liegt hier die Brennstoffnutzung bei 84,2 %, mit ZSF (Rauchgastemperatur ca. 750 °C) bei 87,1 %. Gegenüber dem Betriebsfall ohne ZSF mit einer Stromkennzahl von 0,9 geht das Verhältnis von Strom zu Wärme mit steigender ZSF auf unter 0,7 zurück. Gleichzeitig steigt das Leistungsverhältnis zwischen Dampf- und Gasturbine (Abbildung 3.11).



Brennstoffmehraufwand bezogen auf einen konstanten Wirkungsgrad von 46 % bei reiner Stromerzeugung einer Kombianlage

Abbildung 3.10: Kennzahlen einer Kombianlage mit Wärmeauskopplung (Gegendruckturbine) in Funktion der ZSF nach [40]

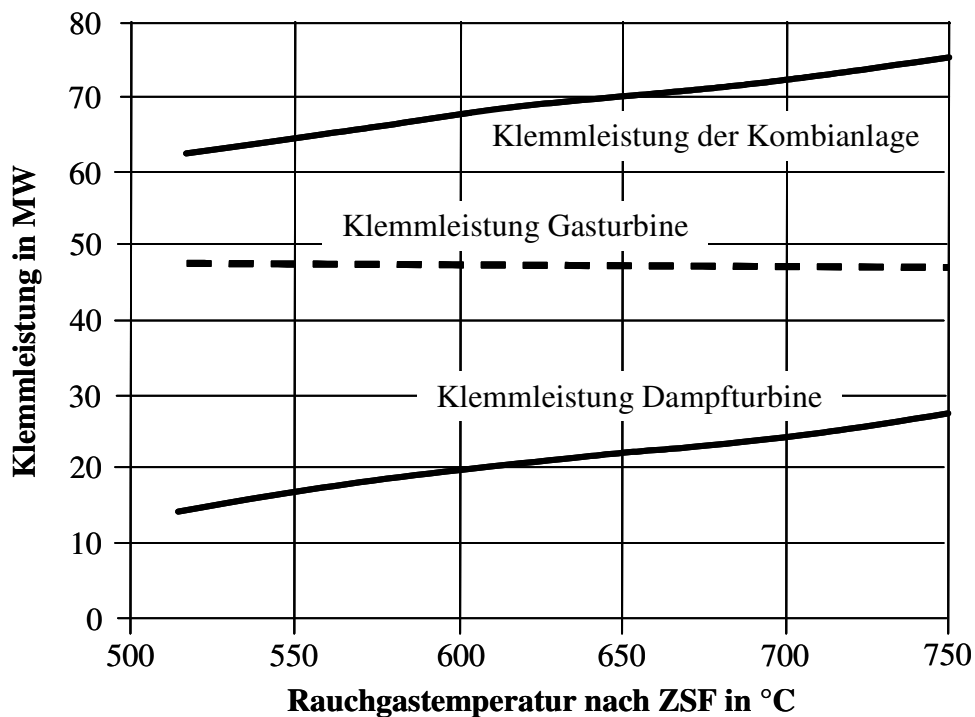


Abbildung 3.11: Klemmleistung einer Kombianlage mit Wärmeauskopplung (Gegendruckturbine) in Funktion der ZSF nach [40]

3.2.2.3 Flexibilität

Schaltungstechnisch bildet der Abhitzekeessel (AHK) das Bindeglied im Kopplungsprozess zwischen Gas- und Dampfturbine. Von seinen Einsatzmöglichkeiten hängt es ab, ob – speziell bei der gleichzeitigen Erzeugung von Strom und Wärme – der Verbraucher bedarfsgerecht versorgt und die Gesamtanlage mit einem hohen Nutzungsgrad betrieben werden kann [31].

Die Ausrüstung der GuD-Anlage mit einer ZSF gestattet den Wechsel in fünf verschiedenen Betriebsarten, die dafür gedacht sind, die Flexibilität in der Einsatzweise zu erhöhen und einen einfachen Störfall zu beherrschen.

- GT-Solobetrieb: GT in Betrieb, AHK außer Betrieb
- Bypass-Mischbetrieb: GT in Betrieb, AHK in Betrieb: Bypassklappe regelt Wärmeeintrag
- Abhitzebetrieb: GT in Betrieb, AHK in Betrieb: Bypass geschlossen, GT regelt
- Zusatzfeuerbetrieb: GT in Betrieb, AHK in Betrieb: GT in Grundlast, Zusatzfeuer regelt
- Frischluftbetrieb: GT außer Betrieb, AHK in Betrieb: Zusatzfeuer in Betrieb (Störfallvariante)

Die entscheidende Rolle spielen der Abhitze- und der Zusatzfeuerbetrieb. Frischluft- und Solobetrieb sind Störfallvarianten, die von der Zahl der Betriebsstunden her ohne Bedeutung sind. Der Bypass-Mischbetrieb beschränkt sich auf die Überbrückung kurzer fernwärmelastschwacher Zeiten und ist unter Umständen anlagenschonender als die In- und Außerbetriebnahme des AHK [31].

Zusatzfeuerbetrieb

Der Zusatzfeuerbetrieb (in dieser Arbeit als Gasturbinenbetrieb bezeichnet) ist besonders für ein Heizkraftwerk von beträchtlichem Vorteil, da er eine viel größere Auslegungs- und Betriebsflexibilität und eine höhere Ausschöpfung des KWK-Potenzials bietet als eine reine Abhitzeverwertung. Die Dampf- oder Wärmeproduktion lässt sich unabhängig von der elektrischen Leistung regeln, da die Gasturbine die Leistungsregelung und die ZSF die Regelung der Dampf- oder Wärmeproduktion übernimmt.

Die Auslegung eines Heizkraftwerkes basiert meistens auf der Vorgabe, die Wärmegrundlast einer Stadt oder eines Versorgungsgebietes abzudecken. Bestimmend für die Leistungsaufteilung des Kraftwerkes sind hierbei der geringe Wärmebedarf im Sommer und der hohe Wärmebedarf im Winter. Der typische Wärmebedarf einer Stadt [46] ist in Abbildung 3.12 am Beispiel Dresdens [31] in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur dargestellt.

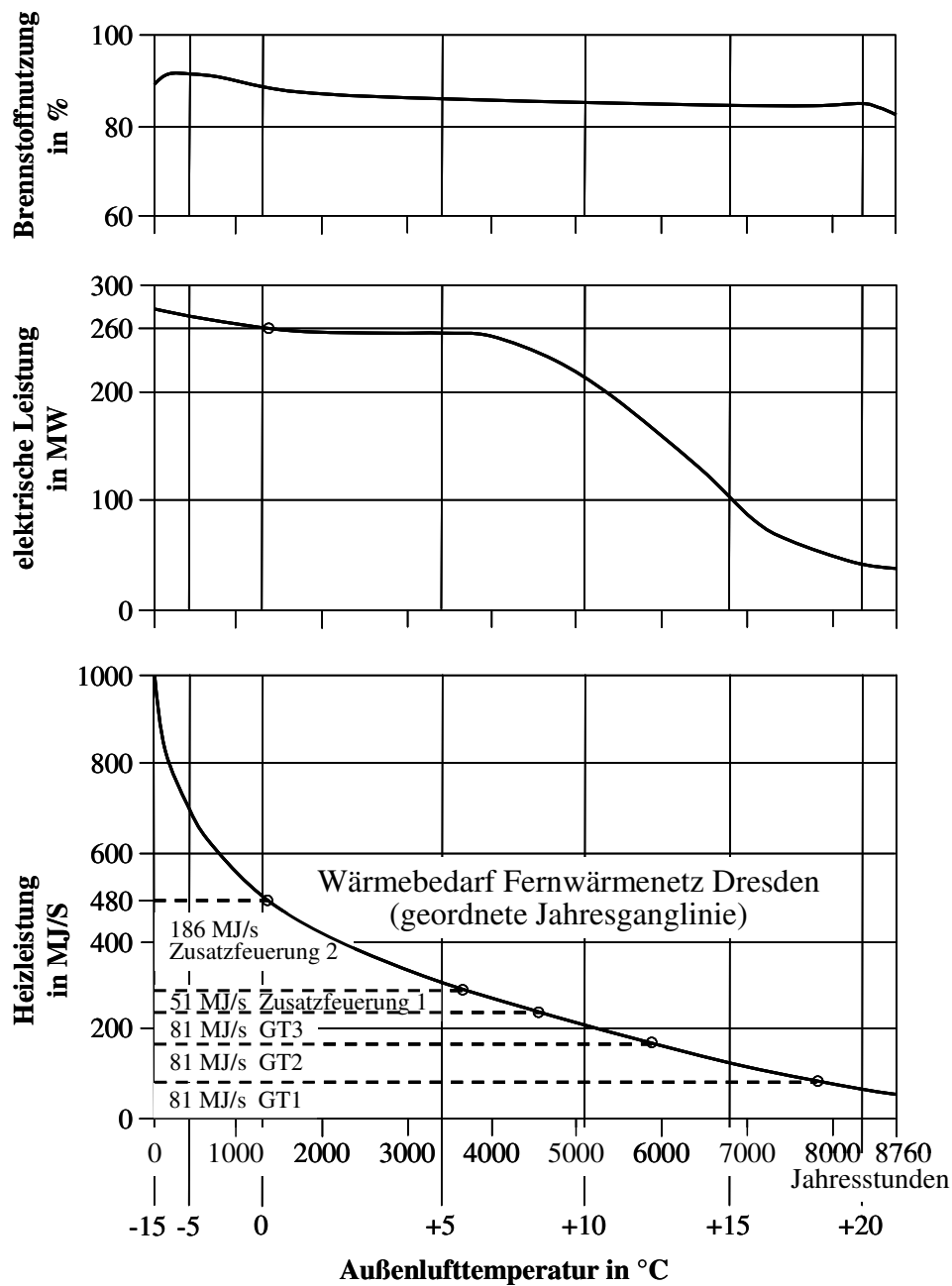


Abbildung 3.12: Jahreseinsatzdiagramm am Beispiel Dresden nach [31]

Der in der geordneten Jahresganglinie dargestellte Fernwärmebedarf kann mit einem Heizkraftwerk wie folgt abgefahren werden [47]:

- Bei Spitzenlast werden das Heizkraftwerk mit den Gasturbinen (100 % Last) und die Abhitzekeessel mit der ZSF gefahren.
- Bei sinkendem Fernwärmebedarf wird die ZSF reduziert.
- Nach Erreichen der Minimallast der ZSF wird zunächst die Feuerungswärmeleistung der Gasturbinen reduziert. Nach Abstellen der ZSF erfolgt die Regelung des Fernwärmebedarfes über die Gasturbinen.

- Zur Vermeidung ungünstiger Gasturbinenwirkungsgrade bei weiter abnehmendem Wärmebedarf kann bei Einsatz mehrerer Gasturbinen die ZSF wieder zugeschaltet und ein Teil der Gasturbinen außer Betrieb genommen werden.

Die in Abbildung 3.12 dargestellte Fahrweise des Heizkraftwerkes Dresden-Nossener Brücke, das 85 % des benötigten Fernwärme- und Strombedarfs der Stadt Dresden liefert, ist gekennzeichnet durch einen durchgehend hohen Brennstoffnutzungsgrad von $83 \pm 3 \%$. Durch das gestaffelte Zuschalten der ZSF kann der Wärmeeintrag verdoppelt und somit der hohe Wärmebedarf, der nur in der kalten Jahreshälfte benötigt wird, gedeckt werden. Ein produktionsbedingter Abfall der elektrischen Leistung um etwa 50 % muss bei „sommerlichen“ 15°C und KWK hingenommen werden. Entsprechend der Fahrweise der Anlage, wie sie in Abbildung 3.12 dargestellt ist, wird 84 % des Brennstoffes im Laufe des Jahres in den Gasturbinen eingesetzt und nur 16 % für die ZSF verwendet [31].

Frischluftbetrieb

Oftmals ist es erforderlich, die Dampferzeugung aufrecht zu erhalten, auch wenn die Gasturbine ausfällt. In solchen Fällen ist ein sogenannter „Notbetrieb“ vorgesehen. Statt des nicht mehr verfügbaren Wärmeträgers Gasturbinenabgas – bei modernen Gasturbinen beträgt der Sauerstoffgehalt zwischen 12 und 15 Vol.-% und die Gasturbinenabgastemperaturen vor den Zusatzbrennern zwischen 450 und 650°C – wird Frischluft (21 Vol.-% O_2 , 20 bis 40°C) angesaugt und der Feuerung zugeführt [48].

3.3 Kanalbrenner

Nach [49] werden diejenigen Brenner als Kanalbrenner (englisch duct-burner oder in-duct-burner) bezeichnet, die in einen durchströmten Kanal eingebaut sind, wobei ihre Achse parallel zur Strömungsrichtung der umgebenden Hauptströmung verläuft. Brenner dieser Bauart dienen zum Aufheizen des Mediums der Hauptströmung, das teilweise auch Sauerstoffträger für das Verbrennungsmedium ist, und bestehen üblicherweise aus mehreren Brennerköpfen, die im Kanalquerschnitt verteilt angeordnet sind. Die zumeist geforderte Temperatursteigerung durch Kanalbrenner beträgt $\Delta t = 60$ bis 800°C [57].

Die Temperaturen des aufzuwärmenden Mediums hängen u. a. vom dem Einsatzgebiet und von dem Medium selbst ab. Bei trockener oder feuchter Luft (zum Beispiel in Trocknungsanlagen) liegen die Temperaturen meist zwischen Umgebungstemperatur und 300°C . Bei aufzuwärmendem Rauchgas hingegen liegt die Temperatur des Mediums zwischen etwa 300°C (Kanalbrenner in Rauchgasreinigungsanlagen) und 650°C (GuD-Anlagen). Hierdurch sind auch unterschiedliche Anforderungen an die Werkstoffe notwendig. Durch den geringeren Sauerstoffgehalt der Rauchgase (1 bis 15 %) ist eine weitere Unterscheidung gegeben [49].

3.3.1 Einsatzgebiete von Kanalbrennern

Das Einsatzgebiet für Kanalbrenner ist sehr breit gefächert. Das Spektrum reicht von Feuerungen in Rauchgasreinigungsanlagen und Kombikraftwerken über Trocknungsanlagen bis zur Verwendung in Anlagen zur thermischen Nachverbrennung. In Trocknungsanlagen

werden die Kanalbrenner üblicherweise in Umluftkanälen eingesetzt, um die meist feuchte Umluft auf entsprechende Temperatur aufzuheizen. Hier werden hauptsächlich eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung hinter den Brennern und eine rußfreie Verbrennung (blaue Flamme) gefordert. Bei der Wiederaufwärmung von Rauchgasen in Rauchgasreinigungsanlagen heizt der Kanalbrenner im Kanal zwischen Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) und DeNO_x-Reaktor das Abgas auf die für den Katalysator benötigte Temperatur von 300 bis 400 °C auf. Vom Kanalbrenner wird hier vor allem eine gleichmäßige Aufheizung des Rauchgases bei möglichst geringem zusätzlichen Verbrennungsluftbedarf, geringen zusätzlich erzeugten Emissionen und geringem Druckverlust gefordert. In Kraftwerks- und Müllverbrennungsanlagen werden die Kanalbrenner als Alternative zu herkömmlichen Kesselfeuerungen verwendet [49].

Die nachfolgenden Ausführungen über Kanalbrenner beziehen sich auf den Einsatz in GuD-Anlagen.

3.3.2 Kanalbrennertypen

In [48] und [50] werden die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen zur Ermittlung einer für die ZSF geeigneten Brennergeometrie vorgestellt. Darin wird deutlich, dass ein großer Unterschied zwischen den üblichen Kraftwerksbrennern und den Kanalbrennern besteht. Letztere werden im Abgaskanal der Gasturbine hineingesetzt. Aus ihnen heraus strömt der Brennstoff, der sich optimal mit dem sie umströmenden Gasvolumenstrom zur vollständigen Verbrennung vermischen muss. Kraftwerksbrenner werden im Gegensatz dazu nicht umströmt. Eine stabile Verbrennung ergibt sich dort z. B. über die Art der Eindüsung des Brennstoff-Luft-Gemisches, wie sie bei Drallbrennern angewandt wird [51]. Auch die Gasvolumenströme, die über die Kanalbrenner geleitet werden, sind in der Regel wesentlich größer als die über konventionelle Brenner zugeführten, nahstöchiometrischen Frischluftströme.

Die konstruktiven Möglichkeiten zur Umsetzung der Idee der ZSF führten zu den in [49, 42, 41, 52, 53, 40, 54, 55] vorgestellten Kanalbrennern. Prinzipiell lassen sich die Kanalbrenner den beiden Typen Flächenbrenner oder Rundbrenner zuordnen, die je nach Brennstoffvorgabe zum Einsatz kommen. Der Flächenbrenner ist eine Lösung für Gas als alleinigen Brennstoff. Für flüssige Brennstoffe (z. B. Leicht- oder Schweröl) legt die Notwendigkeit der Zerstäubung und die Minimierung der Zerstäuberanzahl die konstruktive Lösung als Rundbrenner nahe. Ausgerüstet mit zusätzlichen Gaslanzen ist ein derartiger Rundbrenner in der Lage, flüssige und gasförmige Brennstoffe in gleicher Weise zu verwenden [42]. Bei den heutigen Anwendungen überwiegen Gas-Kanalbrenner (Erdgas, verschiedene Arten von Schwachgas), die in verschiedenen Ausführungen auf dem Markt zu finden sind. Öl-Kanalbrenner hingegen werden im Augenblick nicht von allen Kanalbrennerherstellern angeboten.

Rundbrenner sind zentral im Kanal angeordnet und brennen in einer Flamme. Mit zunehmender Leistung des Rundbrenners verlängert sich die Flamme analog zu den konventionellen Kesselbrennern [42]. Flächenbrenner sind konstruktiv so ausgebildet, dass sie ein flächiges Flammenbild aufweisen und den Gasstrom flächendeckend mittels einer Vielzahl

über den Kanalquerschnitt verteilten Brennstellen (Flächenbrenner-System) aufheizen. Ein solches Flächenbrenner-System wird nach dem Baukastenprinzip konzipiert, wobei durch Aneinanderreihung einzelner Brennelemente (Rampen, Stränge, Brennerreihen) eine gute Anpassung an unterschiedliche Kanalquerschnitte sowie Leistungsanforderungen von 100 kW bis 25 MW möglich sind [54].

Die Flächenbrenner bestehen im Wesentlichen aus einem Brennstoffverteilerrohr, das die einzelnen Brennstoffdüsen gleichmäßig versorgt, sowie gegebenenfalls aus einem umgebenden Luftkasten für zusätzliche Verbrennungsluft. Die Brennstoffdüsen bilden in diesem Fall die einzelnen Brennerköpfe. Seitenbleche (je nach Typ durchlässig oder undurchlässig für die umgebende Rauchgasströmung) dienen zur Abschirmung der Wurzel und zur Stabilisierung sowie zum Schutz der Flamme vor der umgebenden Strömung [49]. Abbildung 3.13 zeigt einige bekannte Konstruktionen von Flächenbrennern.

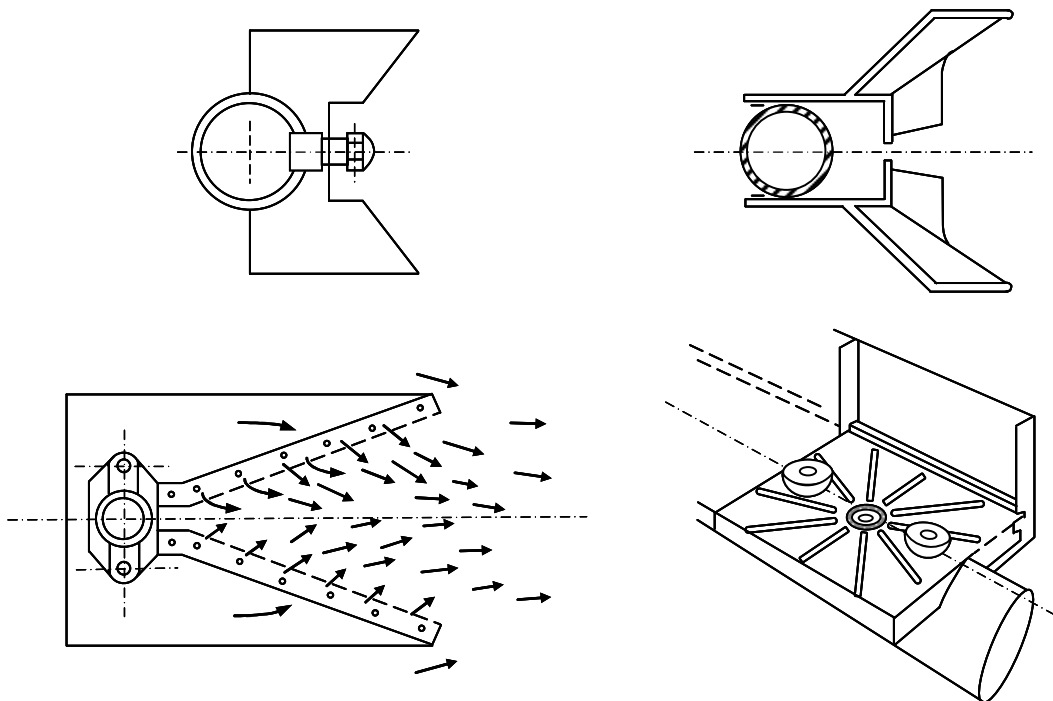


Abbildung 3.13: Verschiedene Konstruktionen von Flächenbrennern nach [56]

Die Wärmeleistung eines Flächenbrennerkopfes liegt heute bei den meisten Herstellern im Bereich von 50 bis 850 kW (teilweise bis 1 MW) [57, 42] für eine Kopffläche von etwa 150 mm x 200 mm. Größere Leistungen auf dieser Kopffläche sind möglich, führen aber zu längeren Diffusions- und Mischungswegen, zu längeren Flammen, höheren Emissionen und höheren Temperaturen, was wiederum oft Materialprobleme verursacht, sowohl für die Brenner selbst als auch für die Isolierung der ungekühlten Kanalwände unmittelbar hinter den Kanalbrennerebenen [49]. Die Flammenlängen betragen in dem oben genannten Wärmeleistungsbereich 1 bis 4 m [57]. Die typischen Druckverluste eines Flächenbrenners liegen zwischen 0,5 mbar und 5 mbar [53, 42].

3.3.3 Anforderungen an Kanalbrenner

Neben den prozesstechnischen Anforderungen, wie eine möglichst kurze Flamme in Bezug auf den Abstand zwischen Brenner und Abhitzekeessel und einer möglichst gleichmäßigen Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung hinter den Brennern, unterliegen die direkt in den aufzuheizenden Gasstrom eingebauten Kanalbrenner erhöhten Anforderungen bezüglich Flammenstabilität, Druckverlust und Emissionen [48]. Darüber hinaus wird von den Kanalbrennern eine gute Anpassung an unterschiedliche Kanalquerschnitte sowie der geforderten Leistung erwartet. Neben der Anzahl der Brennerelemente hängt die maximale Leistung und damit verbunden die Beheizungsintensität von der maximal möglichen Verbrennungsleistung eines Elementes ab. Die Flexibilität und Genauigkeit der Leistungsanpassung wird u. a. durch einen möglichst großen Regelbereich des Kanalbrenners erhöht. Nachfolgend sind die wichtigsten Punkte, die von Kanalbrennern im GuD-Prozess gefordert werden, stichpunktartig aufgeführt:

- kurze Flamme,
- gleichmäßige Temperaturverteilung,
- gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung,
- niedrige Emissionen,
- hohe Flammenstabilität,
- geringe Druckverluste und
- großer Regelbereich.

Die Kanalbrenner müssen den an sie gestellten Anforderungen jederzeit genügen. Dies gilt sowohl für den Betrieb mit Turbinenabgas (GT-Betrieb) als auch für den zeitlich begrenzten „Notbetrieb“ mit Frischluft (FL-Betrieb). Vom Hersteller sind bei der verbrennungstechnischen Auslegung der Flammen und der konstruktiven Ausführung der Bauteile besonders die unterschiedlichen Temperaturbelastungen und Wärmedehnungen zu berücksichtigen, denn beim Umschalten von GT-Betrieb auf den FL-Betrieb ändern sich die für die ZSF relevanten Parameter des Wärmeträgers wie Temperatur, Massenströme, Geschwindigkeiten und Gasbestandteile gravierend.

Lux und Oppenberg haben in [48] unterschiedliche Betriebsfälle auf der Basis von Daten ausgeführter und projektierte Anlagen systematisiert. Abbildung 3.14 zeigt diese Systematisierung von Kanalbrenner-Feuerungen durch das aufzuheizende Gas. Dargestellt ist der mit dem Brennstoff eingebrachte Wärmestrom \dot{Q}_{Max} bezogen auf den Betriebsvolumenstrom des aufzuheizenden Gases am Feuerungseintritt \dot{V}_{AHG} über die Flächenbelastung des freien Kanalquerschnittes. Verknüpft sind damit die kalorischen Eigenschaften des aufzuheizenden Gases mit den Strömungsverhältnissen im Kanal. Das Verhältnis $\dot{Q}_{\text{Max}} / \dot{V}_{\text{AHG}}$ zeigt die Änderung beim Umschalten von GT-Betrieb auf FL-Betrieb durch Erhöhung des Wertes um ca. 1 MJ/m³.

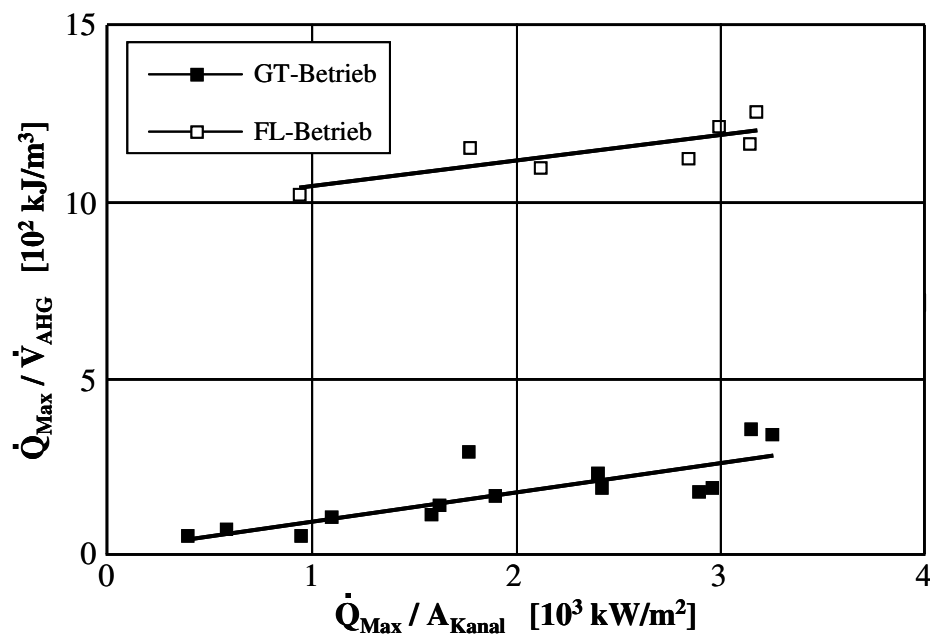


Abbildung 3.14: Systematisierung von Kanalbrenner-Feuerungen nach [48]

3.3.4 Emission der Kanalbrenner

Für eine GuD-Anlage mit Kanalbrenner-Feuerung bildet die TA Luft die Grundlage der Genehmigung. Die Emissionsgrenzwerte für Kanalbrenner ohne Gasturbine sind hiernach mit $\text{CO} = 100 \text{ mg/m}^3$ und $\text{NO}_x = 100 \text{ mg/m}^3$ unter Bezug auf das Abgasvolumen (0°C ; 1013 mbar; trocken; 3 Vol.-% O_2) definiert.

Grundsätzlich sind Zusatzbrenner für den Betrieb mit Turbinenabgas konzipiert und optimiert, wobei die einzumischenden sauerstoffarmen Gasturbinenabgase einer Rauchgasrezirkulation in Hochleistungsbrennern entsprechen. Die ZSF im GT-Betrieb bedingt zwar eine geringe NO_x -Zunahme, stellt hinsichtlich der Einhaltung der NO_x -Grenzwerte in den meisten Fällen jedoch kein Problem dar. Abbildung 3.15 zeigt eine Darstellung der NO_x -Emission im Zusammenhang Gasturbine und ZSF mit jeweils gleicher Brennstoffwärmeleistung. Im Bereich 100 % ist nur die Gasturbine ohne ZSF in Betrieb. Im Bereich zwischen 100 und 200 % befinden sich die Gasturbine im Volllastpunkt und die ZSF im Teillastbereich. Bei 200 % haben die Gasturbine und die ZSF die gleiche Wärmeleistung. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass beim Hochfahren der ZSF die NO_x -Emission im absoluten Wert (kg/h) steigt, jedoch im Verhältnis zur Gesamtleistung der Anlage sinkt. Bei 100 % Zusatzfeuerungsleistung erhöht sich die Gesamtemission im Vergleich zur Emission aus Gasturbine nicht einmal um 40 % [40].

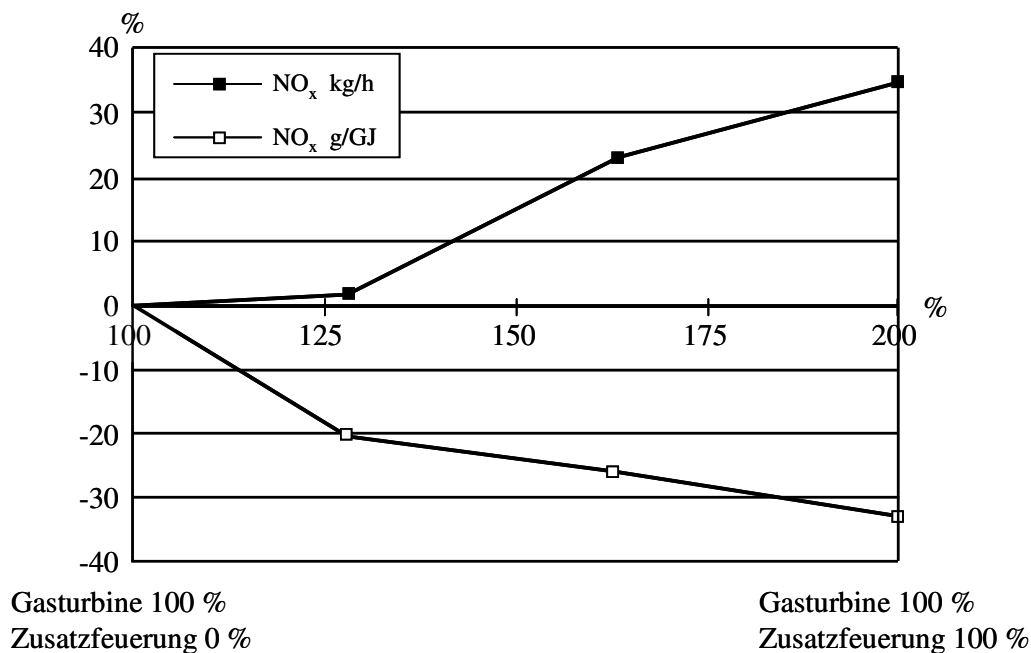


Abbildung 3.15: NO_x-Bildung bei Einsatz einer ZSF nach [40]

Die Einhaltung des CO-Grenzwertes bereitet in den Anlagen bei Betrieb mit Gasturbinenabgas Schwierigkeiten. Ungleiche Verteilungen des Gasturbinenabgases über die Kanalfäche, resultierend aus einer ungünstigen Kanalführung der drallbehafteten Strömung vor der ZSF, können zu verfrühter Einmischung der „kalten Abgase“ in die Flamme oder zum Ausreißen nicht ausgebrannter Flammteile führen. Außer durch Strömungsvergleichmäßigungen kann diesen Praxisbedingungen durch die Intensivierung der Verbrennungsreaktion innerhalb möglichst kurzer Flammen begegnet werden.

Während im GT-Betrieb die Einhaltung der CO-Grenzwerte problematisch ist, werden im FL-Betrieb die NO_x-Werte zum Hauptproblem. Im FL-Betrieb sind die im GT-Betrieb erreichbaren niedrigen Werte bei gleicher Einstellung nicht zu reproduzieren [48, 58]. Zur Einhaltung der Grenzwerte mit Frischluft sind kostenaufwendige Zusatzmaßnahmen notwendig. Um die Kosten zu verringern, ist das primärseitige NO_x-Minderungspotenzial weitestgehend auszuschöpfen.

Neben Versuchen mit primärseitigen Maßnahmen zur Minderung der NO_x-Emission beschreiben Lux und Oppenberg in [48] verschiedene Zusatzmaßnahmen zur weiteren NO_x-Minderung. Hierzu zählen das Zumischen O₂-armer Abgase und die flammeninterne Kühlung mittels wasserdurchströmter Rohre sowie das Eindüsen von Wasser und das Einblasen von Wasserdampf. Die ausführlichen Untersuchungen zeigten, dass das Einblasen von Wasserdampf in die Verbrennungsluft bei zeitlich begrenztem Betrieb mit Frischluft eine praxistaugliche Alternative zur externen Rückführung von Rauchgasen darstellt. Ausgehend von NO_x-Emissionen um 150 mg/m³ konnte in Abhängigkeit der Dampfmenge eine Reduzierung um 50 % und somit ein Unterschreiten der Emissionsgrenze erreicht werden.

4 Methoden der Modellierung

Die Modellierung von Strömungs- und Verbrennungsvorgängen resultiert aus der Tatsache, dass Brenneruntersuchungen und -entwicklungen an realen Großfeuerungen aus technischen Gründen nur schwer möglich sind [59]. Darüber hinaus sind ausschließlich experimentell fundierte Brennerentwicklungen zeitraubend, kostenintensiv und schließlich im Ergebnis in vielen Fällen nicht optimal [60]. Aus diesem Grund gehen die Bestrebungen dahin, die realen Verhältnisse zu simulieren, um so Lösungen für gestellte Probleme zu finden. Dabei sind die Strömung, die Mischung und die Wärmeübertragung, sowie die Verbrennung bzw. die chemische Reaktionen die wichtigsten Prozesse, die betrachtet werden müssen [61].

Grundsätzlich gibt es zwei verschiedene Wege die Strömungs- und Verbrennungsvorgänge zu simulieren, um hierdurch zu einem besseren Verständnis der physikalischen und chemischen Abläufe in einem System zu kommen. Die mathematische Beschreibung der physikalischen und chemischen Gegebenheiten in analytischer oder empirischer Form ist hierbei der eine Weg. Der andere Weg führt über den Einsatz physikalischer Modelle, an denen experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden [62].

Die physikalische und mathematische Modellierung werden in der Praxis oft parallel eingesetzt. Durch mathematische Modellrechnungen sowie durch Kalt- und/oder Heißversuche an den erstellten Modellen ist im Vergleich zu Untersuchungen an industriellen Feuerungsanlagen eine einfachere und kostengünstigere Optimierung oder Entwicklung möglich. Hierbei werden die mathematischen Ansätze an kleineren Modellen überprüft und gegebenenfalls modifiziert [63]. So können Optimierungen auch ohne aufwändige und zeitintensive empirische Arbeiten an heiß betriebenen Großanlagen durchgeführt und in die betriebliche Praxis umgesetzt werden. Nachfolgend werden beide Gebiete der Modellierung näher betrachtet.

4.1 Physikalische Modellierung

Bei der physikalischen Modellierung werden auf experimentellem Wege an einem im Maßstab verkleinerten und meist geometrisch ähnlichen Modell der Großanlage die Strömungsverhältnisse und Verbrennungsvorgänge untersucht. Da die Modelle zumeist im Labormaßstab errichtet werden, bieten sie – im Vergleich zu Untersuchungen an Hauptausführungen – den Vorteil, Kosten und Zeit einzusparen [62]. Darüber hinaus bieten kleinere Modelle einfachere Messmöglichkeiten und es können Untersuchungen durchgeführt werden, die am Original nicht zulässig sind. Hierdurch wiederum ist die Suche nach einer Lösung für das jeweilige Problem einfacher durchzuführen.

Zum Erreichen äquivalenter Bedingungen zwischen Modell und Hauptausführung werden Ähnlichkeitskriterien aufgestellt, die die systembestimmenden physikalischen und geometrischen Merkmale beschreiben. Wird von einem Modell exakte Ähnlichkeit gefordert, müssen alle Ähnlichkeitsbedingungen eingehalten werden. Eine vollständige Modellierung ist allerdings kaum möglich [64]. Der Versuch, alle Ähnlichkeiten vollständig zu erfüllen, führt im Allgemeinen zu widersprüchlichen Forderungen [65]. Die daraus resultierende

Konsequenz ist die Vernachlässigung von einem oder mehreren Ähnlichkeitskriterien. In diesem Fall wird von partieller Ähnlichkeit gesprochen.

Das Verfahren der partiellen Ähnlichkeit wird in der Praxis überwiegend eingesetzt. Bei der Erstellung eines Modells nach diesem Verfahren besteht die Schwierigkeit darin, aus der Vielzahl der aus den Ähnlichkeitsbedingungen resultierenden Einflussfaktoren die systembestimmenden Faktoren herauszufinden. In der technischen Anwendung hat es sich daher durchgesetzt, Strömungs- und Verbrennungsvorgänge mit Kennzahlen zu beschreiben, mit denen die Ähnlichkeit verschiedener Systeme interpretiert und gewährleistet werden kann. Damit das System der physikalischen Ähnlichkeit genügt, werden die systembestimmenden dimensionslosen Kennzahlen bei der Modellierung konstant gehalten.

In der Literatur ist zum Thema „Physikalische Modellierung“ eine Reihe von Veröffentlichungen zu finden. Da bereits eine Vielzahl dieser Veröffentlichungen in den Arbeiten von Köncke [66] und Kleine Jäger [67] zusammengestellt sind, wird an dieser Stelle auf eine detaillierte Literaturübersicht verzichtet. Nachfolgend werden nur einige ausgewählte Arbeiten angegeben.

4.1.1 Grundlagen der physikalischen Modellierung

Die Arbeiten von Johnstone und Thring [68], Kattanek [69] und Moog [70] beschreiben die Grundlagen der physikalischen Modellierung. Johnstone und Thring [68] geben in ihrer Arbeit einen Überblick über die verschiedenen Ähnlichkeitskriterien bei unterschiedlichen technischen Systemen und beschreiben an konkreten Beispielen die Modellierung unterschiedlicher technischer Anlagen aus der Verbrennungs- und Verfahrenstechnik. Bei Kattanek [69] wird die theoretische Herangehensweise an die Aufstellung von Ähnlichkeitskriterien erklärt und deren Ableitung ausführlich dargestellt. Moog [70] stellt ebenfalls die Grundlagen der physikalischen Modellierung und deren Anwendung auf die verschiedensten technischen Probleme dar. Ein Schwerpunkt seiner Arbeit ist die Herleitung der systembeschreibenden Kennzahlen. Dabei gibt er eine Vielzahl von technischen Beispielen aus den verschiedensten Bereichen an und erläutert an ihnen die Bedeutung der Kennzahlen.

Bei der Modellierung von Strömungs- und Verbrennungsvorgängen sind vier Ähnlichkeitskategorien von Bedeutung. Diese sind die geometrische, mechanische, thermische und chemische Ähnlichkeit. In den Arbeiten von Fleischer [62] und Krämer [71] werden diese Kategorien wie folgt beschrieben:

Die Forderung nach geometrischer Ähnlichkeit ist erfüllt, wenn ein festes Verhältnis von entsprechenden Abmessungen im Modell und Hauptausführung gegeben ist. Dieses Verhältnis bildet den Maßstab zwischen den beiden Ausführungen. Ist die Forderung nicht für alle drei Koordinatenrichtungen erfüllt und somit nicht vollständig, wird von verzerrter Ähnlichkeit gesprochen.

Die mechanische Ähnlichkeit ermöglicht Aussagen über den statischen, kinematischen und dynamischen Zustand des Systems. Die statische Ähnlichkeit tritt bei Körpern auf, die durch eine konstante Spannung verformt werden. Bei Erfüllung der geometrischen Ähnlichkeit sind zwei Körper statisch ähnlich, wenn sie durch konstante Spannungen ähnlich

verformt werden. Bei bewegten Systemen fester oder fluiden Form tritt die kinematische Ähnlichkeit als Kriterium auf. Sie beinhaltet zusätzlich zu den drei Raumkoordinaten die Zeit als Dimension. Die kinematische Ähnlichkeit besagt, dass Partikel einen geometrisch ähnlichen Weg in entsprechenden Zeiten zurücklegen. Dies beinhaltet, dass die Stromlinien ähnlich sind und die Geschwindigkeiten an den entsprechenden Punkten im konstanten Verhältnis zueinander stehen. Die dynamische Ähnlichkeit bezieht sich auf Kräfte, die beschleunigend oder bremsend auf bewegte Massen wirken. Bei fluiden Systemen ohne Dichteänderung ist die dynamische Ähnlichkeit in der kinematischen Ähnlichkeit enthalten.

Thermische Ähnlichkeit bedingt, dass an übereinstimmenden Punkten die Temperaturdifferenzen ein konstantes Verhältnis bilden. Bei bewegten Systemen muss zusätzlich kinematische Ähnlichkeit gegeben sein.

Die chemische Ähnlichkeit besagt, dass an entsprechenden Punkten die Konzentrationsunterschiede ein konstantes Verhältnis bilden. Bei bewegten Systemen kommt wiederum als Voraussetzung kinematische Ähnlichkeit hinzu.

Interpretiert werden kann die Ähnlichkeit durch die Einhaltung dimensionsloser Kennzahlen. Diese Kennzahlen können entweder aus den entdimensionierten, feldbeschreibenden Differentialgleichungen oder nach der Methode der Dimensionsanalyse unter Berücksichtigung des π -Theorems, wie sie von Pawlowski [72] beschrieben wird, bestimmt werden.

Die Ableitung von Kennzahlen aus den Differentialgleichungen ist besonders im Bereich der Strömungsmechanik und Thermodynamik eine häufig verwendete Methode [61]. Diese Methode setzt voraus, dass die darzustellenden Vorgänge durch linear voneinander unabhängige Differentialgleichungen gleicher Randbedingungen beschrieben werden können [67]. Sind keine den Vorgang beschreibenden Differentialgleichungen bekannt, wird die Dimensionsanalyse angewandt. Bei dieser Methode ist die Kenntnis aller den Vorgang beschreibender physikalischer Einflussgrößen erforderlich, wohingegen die physikalisch-technischen Zusammenhänge des Prozesses nahezu unbekannt sein können.

Weiterführende Informationen zum Bereich der Dimensionsanalyse unter Berücksichtigung des π -Theorems sind bei Köncke [66] zu finden. Die Herleitung dimensionsloser Kennzahlen aus Differentialgleichungen wird exemplarisch u. a. bei Kleine Jäger [67] und Giese [61] vorgestellt. Kremer [60] gibt einen Überblick über die wichtigsten Ähnlichkeitskennzahlen, die bei den unterschiedlichen Prozessen in Feuerungen und Anlagen eine Rolle spielen.

4.1.2 Physikalische Brennermodellierung

Bei der physikalischen Modellierung wird zwischen Heiß- und Kaltmodellen unterschieden. Bei Kaltmodellen wird auf die Verbrennungsreaktion verzichtet und die Untersuchungen werden bei Umgebungstemperatur durchgeführt, wobei die Brennstoff- und Luftströme durch Modellsubstanzen wie Luft oder Wasser simuliert werden. Diese Art der Modellierung wird isotherme Modellierung genannt, da eine Transformation der nichtisothermen Verbrennungsvorgänge auf isotherme Verhältnisse erfolgt [71].

Bei Heißmodellen ist es nicht notwendig, auf isotherme Verhältnisse zu transformieren. Heißmodelle sind im Wesentlichen gegenüber ihrer Großausführung nur um einen konstanten Faktor geometrisch verkleinert. Die reaktionskinematischen Vorgänge laufen wie bei den Großausführungen ab [71].

Die praktische Anwendung der physikalischen Brennermodellbildung wird in der Literatur von verschiedenen Autoren beschrieben. Effenberger et al. [73] geben einen Überblick über die Anwendungen der Grundlagen der physikalischen Modellierung auf die Modellierung einer Brennkammer zur Verbrennung von Kohle. Ebenfalls mit der Modellierung einer Kohlenstaubfeuerung befassen sich Köncke et al. [74]. Rhine und Tucker [75] stellen die Grundlagen der Modellierung von Gasverbrennungssystemen dar. Es wird die Anwendung der allgemeinen Regeln der physikalischen Modellierung auf den speziellen Fall der Gasverbrennung dargelegt und an technischen Beispielen beschrieben. In der Veröffentlichung von Leuckel et al. [76] werden die Gesetze der ähnlichkeitsbasierten Modellierung turbulenter Gasflammen formuliert sowie in ihrer physikalischen Bedeutung und bezüglich ihrer Realisierbarkeit diskutiert. Die physikalische Modellbildung zur Leistungsabstufung einer Gasbrennertypenreihe bzw. zur Weiterentwicklung eines luftgestuften Gasbrenners werden in den Arbeiten von Krämer [71] und Al-Halbouni et al. [77] beschrieben. Kremer [60] beschreibt in seiner Arbeit den Einsatz der physikalischen Modellierung bei der Entwicklung neuer Brennergenerationen. Neben diesen Arbeiten sind darüber hinaus vor allem die Arbeiten der International Flame Research Foundation zu nennen, die sich in verschiedenen Forschungsprojekten [78] eingehend mit der Brennerskalierung beschäftigt haben.

Nach Al-Halbouni et al. [77] sind bei der Brennerentwicklung vor allem die Aussagen zum Strömungsfeld, dem lokalen Temperaturfeld, den Konzentrationen und damit der Schadstoffbildung und der Flammenstabilität wichtig, wobei sich diese Vorgänge am besten mit den Ähnlichkeitsbetrachtungen durch Heißmodelle simulieren lassen [71].

Für die Brennerentwicklung durch Heißmodelle lassen sich nach Giese [61] und Al-Halbouni [77] folgende Ähnlichkeitskriterien definieren:

1. Kriterium der geometrischen Ähnlichkeit

Die Forderung nach geometrischer Ähnlichkeit zwischen zwei Körpern ist erfüllt, wenn jeder Punkt des einen Körpers in einem dreidimensionalen Koordinatensystem einem Punkt des anderen Körpers entspricht. In eine mathematische Form gebracht, führt dies zu einem konstanten Quotienten der Längen zwischen Modell und Hauptausführung

$$\frac{x}{x'} = \frac{y}{y'} = \frac{z}{z'}, \quad (\text{Gl. 4.1})$$

sowie zu einem äquivalenten Verhältnis der Längen zu den Durchmessern

$$\frac{x}{d} = \frac{x'}{d'}, \quad \frac{y}{d} = \frac{y'}{d'} \quad \text{und} \quad \frac{z}{d} = \frac{z'}{d'}. \quad (\text{Gl. 4.2})$$

Die Modellgrößen werden hier durch einen Strich kenntlich gemacht. Bei Erfüllung der Gleichung ist vollständige geometrische Ähnlichkeit gegeben.

2. Kriterium der konstanten Eintrittsgeschwindigkeit

Die Geschwindigkeiten am Eintritt in den Brennraum werden als konstant vorausgesetzt

$$v = v' = \text{konstant.} \quad (\text{Gl. 4.3})$$

Es wird dabei von einer guten Übertragung turbulenter Makromischungsvorgänge ausgegangen.

Für die Brennerleistung gilt

$$\dot{Q} = \dot{V}_B \cdot H_u. \quad (\text{Gl. 4.4})$$

Mit $\dot{V} = v \cdot A$ (Gl. 4.5)

und $A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$ (Gl. 4.6)

folgt $v = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d^2}.$ (Gl. 4.7)

Mit $v = \text{konstant}$ und $\rho = \text{konstant}$ ergibt sich

$$\frac{\dot{Q}'}{\dot{Q}} = \left(\frac{d'}{d} \right)^2. \quad (\text{Gl. 4.8})$$

Für den Fall, dass die Reynoldszahlen $< 10^4$ sind, sollten sie aufgrund der stoffbestimmenden Eigenschaften gleich sein

$$Re = Re'. \quad (\text{Gl. 4.9})$$

3. Kriterium der konstanten Eintritts-Impulsstromverhältnisse

Das Verhältnis von Luft- und Brennstoffimpulsstrom in Modell und Hauptausführung soll gleich sein

$$\left(\frac{\dot{I}_L}{\dot{I}_B} \right) = \left(\frac{\dot{I}'_L}{\dot{I}'_B} \right) = \text{konstant.} \quad (\text{Gl. 4.10})$$

Das Impulsstromverhältnis lässt sich aus den Geschwindigkeiten sowie den Massenströmen der Luft und des Brennstoffes bestimmen

$$\frac{\dot{I}_L}{\dot{I}_B} = \frac{\dot{m}_L \cdot v_L}{\dot{m}_B \cdot v_B}. \quad (\text{Gl. 4.11})$$

Gleichung 4.11 setzt die Kenntnis der Massenströme und der Geschwindigkeiten voraus. Der Volumenstrom ergibt sich aus der Brennerleistung, so dass der Massenstrom mit der Dichte nach Gleichung 4.12 bestimmt werden kann

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}. \quad (\text{Gl. 4.12})$$

Die Geschwindigkeit wird über den Massenstrom, die Dichte und die geometrischen Abmessungen der Düse nach der Kontinuitätsgleichung berechnet. Daraus folgt:

$$v = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot d^2}. \quad (\text{Gl. 4.13})$$

Unter Verwendung der Gleichungen 4.12 und 4.13 gilt für das Impulsstromverhältnis aus Gleichung 4.11:

$$\frac{\dot{I}_L}{\dot{I}_B} = \frac{\rho_L \cdot \dot{V}_L^2 \cdot d_B^2}{\rho_B \cdot \dot{V}_B^2 \cdot d_L^2}. \quad (\text{Gl. 4.14})$$

Aus Gleichung 4.10 folgt somit:

$$\frac{\dot{I}_L}{\dot{I}_B} = \frac{\rho_L \cdot v_L^2 \cdot d_L^2}{\rho_B \cdot v_B^2 \cdot d_B^2} = \frac{\rho'_L \cdot v'^2_L \cdot d'^2_L}{\rho'_B \cdot v'^2_B \cdot d'^2_B} = \frac{\dot{I}'_L}{\dot{I}'_B}. \quad (\text{Gl. 4.15})$$

Mit $\rho = \text{konstant}$ ergibt sich:

$$d'_B = d'_L \cdot \frac{d_B}{d_L}. \quad (\text{Gl. 4.16})$$

4. Kriterium der konstanten Verweilzeit

Der Zeitmaßstab der Makromischung t_m ist konstant.

$$\text{Mit} \quad t_m \sim \frac{d}{v} = \frac{d'}{v'} = \text{konstant} \quad (\text{Gl. 4.17})$$

$$\text{und} \quad \dot{Q} \sim v \cdot d^2 \quad (\text{Gl. 4.18})$$

$$\text{folgt} \quad \dot{Q} \sim \frac{d^3}{t_m} \quad (\text{Gl. 4.19})$$

$$\text{bzw.} \quad d \sim v \sim \sqrt[3]{\dot{Q}}. \quad (\text{Gl. 4.20})$$

Daraus lassen sich folgende Verhältnisse ableiten:

$$\frac{\dot{Q}'}{\dot{Q}} = \left(\frac{d'}{d} \right)^3 = \left(\frac{v'}{v} \right)^3. \quad (\text{Gl. 4.21})$$

Dieses Kriterium gilt für mischungs- und kinetikkontrollierte Verbrennung.

4.2 Mathematische Modellierung

Bei der mathematischen Modellierung wird zwischen den Methoden der empirischen bzw. halbempirischen Modelle und dem System der Differentialgleichungen unterschieden. Während sich die rein empirischen Modelle nur auf die Analyse von Messdaten stützen, werden beim halbempirischen Ansatz mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie die beherrschenden physikalischen und chemischen Einflüsse berücksichtigt [59, 62]. Diese Modelle werden

eingesetzt, wenn keine numerischen Verfahren und entsprechend kostengünstige und leistungsfähige Rechner zur Verfügung stehen.

Aussagekräftiger ist die Berechnung auf Basis der systembeschreibenden Differentialgleichungen. Werden alle systembestimmenden Gleichungen aufgestellt und gelöst, wird von einem vollständigen System der Differentialgleichungen gesprochen. Bei einem reduzierten System werden bestimmte Gleichungen, die bei der Betrachtung eines Problems nicht relevant sind, vernachlässigt. Die Differentialgleichungen können in analytischer und numerischer Form gelöst werden. Die analytische Vorgehensweise kann jedoch nur bei „relativ“ einfachen Problemen mit einfachen Randbedingungen eingesetzt werden. Wenn nicht nur zeitgemittelte Größen, sondern auch Schwankungsterme von Geschwindigkeit, Konzentration und Temperatur berechnet werden sollen, empfiehlt sich die vollnumerische Vorgehensweise.

Da numerische Lösungsmethoden jedoch immer nur Annäherungen an die analytische Lösung sind, unterliegen die mit ihnen erzielten Lösungen immer gewissen Einschränkungen. Mit der Zeit wurden viele unterschiedliche Methoden und Algorithmen entwickelt, die meist auf die Lösung bestimmter Probleme hin optimiert worden sind.

4.2.1 Mathematische Modellierung mittels CFD-Programmen

Seitdem die ersten kommerziellen CFD-Programme vor ca. 20 Jahren auf den Markt kamen, ist die Nutzung der Methode der rechnergestützten Modellierung in vielen Bereichen stetig gestiegen. Besonders im Bereich der Energie- und Umwelttechnik wurde die Weiterentwicklung dieser Methode durch die Anforderungen nach einer möglichst hohen Brennstoffnutzung und verminderten Schadstoffemissionen vorangetrieben [79]. So trägt die rechnergestützte Simulation, z. B. bei der Entwicklung von Brennern, dazu bei, bisher nicht oder nur schwer erfassbare Einzelvorgänge bei der Verbrennung und Schadstoffbildung zu klären und die Auswirkungen geometrischer Veränderungen an der Brennerkonstruktion abzuschätzen [80]. Die bisherige Entwicklung sowie die Entwicklungstendenzen bei CFD-Programmen sind u. a. von Görner in [59] beschrieben.

Die numerische Strömungssimulation – engl. Computational Fluid Dynamics (CFD) – beruht auf der Lösung der Erhaltens- bzw. Transportgleichungen für die Masse, den Impuls, die Energie und die verschiedenen Speziesmassenbrüche, die in den meisten CFD-Programmen nach dem Finite-Volumen-Verfahren gelöst werden. Im Bereich der Feuerungstechnik haben sich unter anderem die Programmsysteme FLUENT, CFX und PHOENICS durchgesetzt [81]. Diese Programme stellen heute einen Industriestandard dar, sind bekannt und für viele Bereiche sehr zuverlässig einsetzbar [82]. Neben diesen Programmen gibt es eine Reihe an CFD-Codes, die in verschiedenen Forschungsprojekten an den Universitäten entwickelt wurden. So entstand z. B. am Lehrstuhl für Energieanlagen-technik an der Universität Bochum der CFD-Code LORA oder an der Universität Stuttgart das Feuerraumsimulationsprogramm AIOLOS.

Bei der mathematischen Modellbildung besteht das Problem in der Abbildung des physikalischen Prozesses auf ein mathematisches Modell [59]. Für den allgemeinen Fall der Verbrennungsmodellierung müssen verschiedene Teilmodelle realisiert werden. Das Zu-

sammenwirken der Teilmodelle ist in Abbildung 4.1 dargestellt, wobei nach [79] das Zusammenspiel zwischen der Turbulenz und den verschiedenen chemischen Reaktionen zu den interessantesten Faktoren zählt.

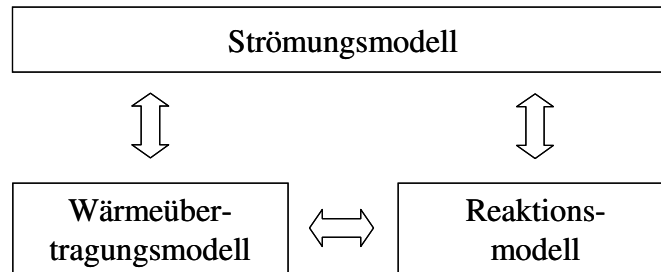


Abbildung 4.1: Schematische Wechselwirkung der Teilmodelle nach [83]

Da die mathematische Modellierung der Verbrennung ein sehr umfangreiches Gebiet ist und in der Literatur [84, 85, 86, 87 88, 89, 90] häufig beschrieben wird, werden in diesem Kapitel unter Berücksichtigung des hier verwendeten CFD-Programms Fluent nur die für diese Arbeit relevanten Aspekte und Modelle aufgeführt. Ausführlich und detailliert beschrieben wird die Verbrennungsmodellierung mit allen Aspekten der Strömung, der Turbulenz und der Flammenchemie von Görner [59]. Eine Übersicht über die in der Literatur vorgestellten unterschiedlichen Verfahren zur mathematischen Modellierung chemisch reagierender Strömungen wird bei Mueller [91] und Döring [92] gegeben. Eine Übersicht von Validierungsrechnungen ist u. a. in den Arbeiten von Risio [93] und von Brewster [94] zu finden.

Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich im Wesentlichen auf die oben genannte Literatur sowie auf die Fluent-Handbücher.

4.2.2 Grundgleichungen

Die Basis der mathematischen Modellierung bei den CFD-Berechnungsmethoden sind die zeitabhängigen Differentialgleichungen für die Bilanzen der Massen-, Stoff-, Impuls- und Enthalpieströme. Dieses Gleichungssystem wird in den einzelnen Zellen des diskretisierten Berechnungsraumes iterativ mit Hilfe numerischer Methoden gelöst.

Die verallgemeinerte Bilanzgleichung in der differentiellen Form für eine allgemeine Variable ϕ im kartesischen Koordinatensystem lautet:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j}) + S_\phi. \quad (\text{Gl. 4.22})$$

Zeitliche
Änderung

Konvektion

Diffusion

Quelle bzw.
Senke

Aus dieser Formulierung lassen sich durch Einsetzen der einzelnen Zustandsgrößen die entsprechenden Bilanzgleichungen ableiten. Der wesentliche Modellierungsaufwand wird dabei bei der Formulierung der Produktions-/Dissipations- bzw. der Quellen-/Senken-Terme erbracht [83].

In Abbildung 4.2 ist die Vorgehensweise bei der mathematischen Modellierung in Fluent schematisch dargestellt.

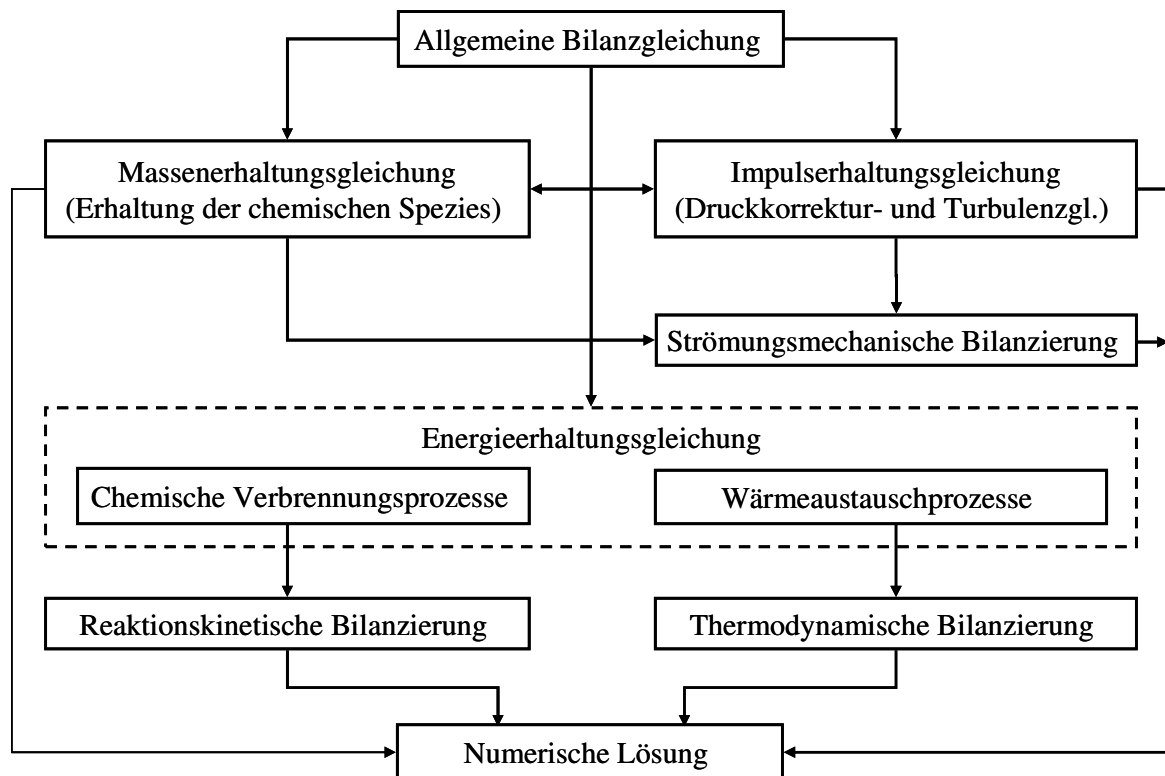


Abbildung 4.2: Schema der mathematischen Vorgehensweise

4.2.3 Strömungs-/Turbulenzmodellierung

Strömungen können durch die Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben werden. Da für technische Anwendungen in der Regel nicht die momentanen Eigenschaften betrachtet werden, kann das Problem der Beschreibung einer turbulenten Strömung durch die Zeitmittelung der Navier-Stokes-Gleichungen auf die Modellierung der sogenannten Reynolds-Spannungen reduziert werden. Aufgabe von Turbulenzmodellen ist es nun, hierfür geeignete Ansätze zu liefern.

Die Turbulenzmodelle werden entsprechend ihrer Entwicklung und nach der Anzahl der Gleichungen unterschieden. Die Null-Gleichungs-Modelle, z. B. von Prandtl, geben algebraische Ausdrücke für die turbulenten Austauschvorgänge an. Bei den Ein-Gleichungsmodellen wird der Austauschkoefizient aus einer partiellen Differentialgleichung bestimmt. Diese beiden Modelle sind jedoch veraltet und werden kaum noch angewandt [61].

Heute werden hauptsächlich Mehrgleichungsmodelle eingesetzt, wobei die 2-Gleichungssysteme am gebräuchlichsten sind. Zu den 2-Gleichungsmodellen zählen die k - ϵ -Modelle [95], bei denen zwei Transportgleichungen für zwei turbulenzbeschreibende Skalare gelöst werden.

Für das k - ϵ -Modell lauten die beschreibenden Gleichungen wie folgt [83, 87]:

Transportgleichung für k

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (\text{Gl. 4.23})$$

Transportgleichung für ϵ

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + c_{\epsilon,1} \frac{\epsilon}{k} P_k - c_{\epsilon,2} \frac{\epsilon^2}{k}. \quad (\text{Gl. 4.24})$$

Die empirischen Konstanten der Transportgleichungen lauten beim Standard-k- ϵ -Modell:

c_μ	σ_k	σ_ϵ	$c_{\epsilon,1}$	$c_{\epsilon,2}$
0,09	1,0	1,3	1,44	1,92

Das Standard-k- ϵ -Modell wird mit gutem Erfolg für isotrope Strömungen eingesetzt, bei denen die Geschwindigkeitsfluktuation nur vom Ort, aber nicht von der betrachteten Raumrichtung an diesem Ort abhängen [83]. Neben dem Standard-k- ϵ -Modell stehen noch zwei weiterentwickelte Varianten zur Verfügung: das Renormalization-Group-k- ϵ -Modell (RNG-k- ϵ -Modell) [96] und das Realizable-k- ϵ -Modell [97]. Bei diesen Modellen werden zusätzliche Terme in den Transportgleichungen für k und ϵ berücksichtigt sowie andere Konstanten verwendet. Mit diesen beiden Modellen können Strömungsphänomene berechnet werden, für die das Standard-k- ϵ -Modell keine oder nur eingeschränkte Gültigkeit besitzt. Dabei handelt es sich zum Beispiel um abgelöste oder stark verdrehte Strömungen [88].

Abgesehen von den 2-Gleichungsmodellen kann das Reynolds-Spannungs-Modell (RS-Modell) [98] zur Turbulenzmodellierung eingesetzt werden. Beim RS-Modell werden die Reynoldsspannungen über 6 Gleichungen direkt modelliert. In stark nicht-isotropen, turbulenten Strömungen, z. B. bei Zyklon-Staubabscheidern, liefert dieses Modell die Lösung, die den realen Verhältnissen am nächsten kommt [83]. Nachteilig sind jedoch der erhöhte Rechenzeit- und Speicheraufwand sowie das schlechtere Konvergenzverhalten.

Eine weitere Möglichkeit der Turbulenzmodellierung, neben den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Methoden (RANS, Reynolds-Averaged-Navier-Stokes), ist die Large-Eddy-Simulation (LES) [99]. Bei der Large-Eddy-Simulation werden große Wirbel direkt simuliert, während die kleineren Wirbel (bis zum Mikrolängenmaß) mit einem einfacheren Turbulenzmodell beschrieben werden [88]. Der Einsatz dieses Modells für Anlagen im industriellen Maßstab liegt jedoch noch in den Anfängen, da die heutigen Rechner noch nicht über die nötigen Ressourcen verfügen.

Sowohl die k- ϵ -Modelle und das RS-Modell als auch die LES-Methode stehen in Fluent zur Verfügung. Darüber hinaus können noch das Spalart-Allmaras-Modell als Ein-Gleichungsmodell und zwei Varianten des k- ω -Modells als 2-Gleichungsmodell verwendet werden. Ausgehend von dem Standard-k- ω -Modell [100], welches auf der Theorie des Wilcox-k- ω -Modells basiert, wurde das Shear-Stress-Transport-k- ω -Modell (SST-k- ω -Modell) [101] entwickelt, welches eine genauere Berechnung im Bereich der freien Strömung und im wandnahen Bereich zulässt. Damit ist das SST-k- ω -Modell in seinen Ergebnissen genauer.

4.2.4 Strahlungsmodellierung

Bei Verbrennungssystemen ist die Wärmeübertragung zwischen der Flamme und den Ofenraumwänden durch den Wärmeaustausch mittels thermischer Strahlung dominant gegenüber dem durch Konvektion und Leitung. Die Modellierung der Strahlung kann durch eine Reihe verschiedener Modelle erfolgen. Nachfolgend werden die in Fluent zur Verfügung stehenden Modelle aufgeführt:

Mit dem P-1-Modell [102] steht ein relativ einfaches Modell zur Auswahl, bei dem die Strahlungsflüsse in Koordinatenrichtung verfolgt werden. Dieses Modell eignet sich für optisch dickere Medien, z. B. Berechnungen mit Partikeltransport. Ein Maß für die optische Dicke eines Mediums ist die sogenannte optische Schichtdicke. Die optische Schichtdicke ergibt sich aus dem Produkt des Absorptionskoeffizienten des Mediums und einer definierten Länge L , die z. B. bei Verbrennungssystemen dem hydraulischen Durchmesser des Brennraumes entspricht ($L = d_h$). Nach [104] sollte das P-1-Modell bei optischen Schichtdicken > 1 verwendet werden. Wenn allerdings die optische Schichtdicke des Mediums > 3 ist, kann auch das Rossland-Modell [103] eingesetzt werden [104].

Bei dem Discrete-Transfer-Modell [105] handelt es sich um eine Modifikation des klassischen Monte-Carlo-Modells. Hierzu wird die emittierte Energie einer Zone nicht in sehr viele, zufällige Raumrichtungen emittiert, sondern in wenige, durch die Geometrie und Diskretisierung vorgegebene Richtungen. Anzahl und Wahl dieser diskreten Richtungen bestimmen wiederum die Genauigkeit des Verfahrens. Des Weiteren wird ein Strahl nicht bis zu seiner völligen Absorption verfolgt, sondern nur vom Emissionsort bis zu seinem Auftreffen auf eine feste Wand. Dieses Modell eignet sich besonders für komplizierte Berechnungsgeometrien und optisch dünne Medien. Streuungseffekte werden bei diesem Modell nicht berücksichtigt. Bei der Parallelisierung von großen Berechnungsgeometrien kann das Discrete-Transfer-Modell jedoch nicht angewendet werden.

Das Discrete-Ordinates-Modell (DO-Modell) [106] löst die Strahlungstransportgleichung für eine endliche Anzahl von diskreten festen Winkeln. Wahl und Anzahl der Strahlen erfolgen analog zum Discrete-Transfer-Modell (DT-Modell). Im Gegensatz zum DT-Modell führt das DO-Modell keine Strahlenverfolgung durch. Stattdessen transformiert das DO-Modell eine Transportgleichung für Strahlungsintensität in den räumlichen Koordinaten (x , y , z). Das DO-Modell umspannt den ganzen Bereich von optischen Dicken und mit ihm können Probleme der Festkörper-, aber auch der Gasstrahlung sowie der Strahlung durch semi-transparente Medien gelöst werden.

4.2.5 Reaktionsmodellierung

Den Abbrand zu beschreiben bedeutet die Konzentrationsverteilungen für die wesentlichen, an der chemischen Umsetzung beteiligten Spezies anzugeben. Um die Konzentrationsverteilung von Spezies zu berechnen, müssen Bilanzgleichungen für diese aufgestellt und gelöst werden, die alle physikalischen und chemischen Vorgänge beinhalten, die die Konzentrationen beeinflussen. Dies sind Konvektion, Diffusion und die chemische Reaktion selbst. Für einen schnellen und vollständigen chemischen Umsatz müssen die Reaktionspartner auf molekularer Ebene möglichst gut vermischt werden, da ein Molekül nur

dann reagieren kann, wenn es mit seinem Reaktionspartner kollidiert. Ist die Mischungsbedingung erfüllt, dann läuft die Reaktion mit einer reaktionskinetisch bestimmten Geschwindigkeit ab. Der Abbrand des Brennstoffes kann nun durch die Mischung oder die eigentliche chemische Reaktion limitiert sein. In diesem Fall wird von mischungs- oder von kinetisch-kontrollierter Umsetzung gesprochen. Abhängig von der Geschwindigkeit der zu beschreibenden Reaktionen und dem Mischungszustand der Reaktionspartner werden verschiedene Modellansätze verwendet [116].

Eine möglichst genaue Beschreibung der chemischen Reaktionsvorgänge bei der Verbrennung erfolgt über die Beschreibung mit Hilfe detaillierter Elementarreaktionsmechanismen. Bei der Modellierung wird versucht, möglichst viele Einzelreaktionen in die mathematischen Modelle einzubringen. Da jedoch der Einsatz aller Elementarreaktionsmechanismen bei der mathematischen Modellierung dreidimensionaler Verbrennungssysteme nicht praktikabel ist, werden durch die Eliminierung der unbedeutenden Reaktionen vereinfachte Mechanismen formuliert. Eine weitere Reduktion der Reaktionen erfolgt mit der Annahme chemischen Gleichgewichts [85].

Chemisches Gleichgewicht

Die Gleichgewichtsverbrennungsmodelle basieren auf der Annahme des chemischen Gleichgewichts. Befindet sich ein System in einem Gleichgewichtszustand, so bedeutet dies, dass die chemischen Hin- und Rückreaktionen gleich schnell ablaufen [88]. Zu den Gleichgewichtsverbrennungsmodellen zählen das Mischungsbruchmodell (oder Non-Premixed-Combustion-Modell) [107], das den PDF-Ansatz verwendet und für Diffusionsflammen entwickelt worden ist, und das Zimont-Modell (oder Premixed-Combustion-Modell) [108] für vorgemischte Flammen.

Die Methoden, die den PDF-Ansatz verwenden, lassen sich aus einer fundamentalen mathematischen Betrachtung herleiten. Es wird davon ausgegangen, dass turbulente reaktive Strömungen stochastische Prozesse sind und die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion statistische Informationen mindestens einer stochastischen Größe an einem bestimmten Ort und zu einem bestimmten Zeitpunkt (x,t) liefert. Beim Mischungsbruchmodell wird anstelle der Spezieserhaltungsgleichungen eine Transportgleichung für den Mischungsbruch gelöst, wobei davon ausgegangen wird, dass die chemische Umsetzung schnell genug ist, so dass sich ein chemisches Gleichgewicht einstellt. Der Mischungsbruch lässt sich bei Annahme gleicher molekularer Diffusion aller beteiligten Spezies wie folgt definieren [81, 107, 109]:

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,Ox}}{Z_{i,B} - Z_{i,Ox}}. \quad (\text{Gl. 4.25})$$

Hierbei ist Z_i der Elementarmassenstrom des Elementes i . $Z_{i,B}$ und $Z_{i,Ox}$ sind die Elementarmassenanteile des Elementes i im Brennstoff- bzw. Oxidatorstrom. Liegt reiner Brennstoff vor, hat der Mischungsbruch den Wert $f = 1$, bei reinem Oxidator gilt $f = 0$.

Beim Zimont-Modell werden die gemischten Reaktanten und die Ausbrandprodukte durch eine Flammenfront voneinander getrennt. Die Länge dieser Reaktionsfront wird durch eine

Reaktionsfortschrittsvariable beschrieben. Der Einfluss der Turbulenz wird durch die Beziehung zwischen laminarer und turbulenter Flammengeschwindigkeit berücksichtigt [61]. Kombiniert werden beide Ansätze (Zimont- und Mischungsbruchansatz) im Partially Premixed Combustion Modell.

Laminares Chemie-Modell

Bei den laminaren Chemie-Modellen werden die chemischen Quellterme der Erhaltungsgleichungen für alle Spezies gelöst, die an der chemischen Umsetzung beteiligt sind. Die Bestimmung der Reaktionsraten wird in diesem Fall über den Arrhenius-Ansatz [109] direkt berechnet, wobei dieser Ansatz für eine kinetischkontrollierte Umsetzung steht.

Der vollständige Quellterm, d. h. die Summe aller Quellterme, berechnet sich wie folgt [88, 104,]:

$$R_i = M_i \sum_{r=1}^{N_R} (v''_{i,r} - v'_{i,r}) \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^{N_r} [C_{j,r}]^{\eta'_{j,r}} - k_{b,r} \prod_{j=1}^{N_r} [C_{j,r}]^{\eta''_{j,r}} \right), \quad (\text{Gl. 4.26})$$

wobei die Geschwindigkeitsraten der Hin- und Rückreaktionen anhand des Arrhenius-Ansatzes berechnet werden [88, 104].

$$k_{f,r} = A_k T^{B_k} \exp\left(\frac{-Ea_k}{R \cdot T}\right) \quad (\text{Gl. 4.27})$$

$$k_{b,r} = \frac{k_{f,r}}{K_r} \quad (\text{Gl. 4.28})$$

Wirbelzerfallsmodell

Alle Arbeiten auf dem Gebiet der Wirbelzerfallsmodelle gehen auf das von Spalding [110] vorgestellte Eddy-Break-Up-Modell (EBU) zurück. Eine Weiterentwicklung dieses Modells stellt das Eddy-Dissipation-Combustion-Modell (EDX) von Magnussen und Hjertager [111] dar. Im Gegensatz zu den laminaren Chemie-Modellen liegen diese Modelle einer mischungskontrollierten Reaktion zugrunde, deren chemische Umsetzung in Anlehnung an den turbulenten Wirbelzerfall erfolgt. Ein Nachteil dieser Modelle sind die reduzierten Mechanismen. Häufig muss auf 2-Schritt oder 4-Schritt-Mechanismen zurückgegriffen werden, um zu einem vertretbaren Rechenaufwand zu gelangen.

Nach dem Ansatz von Magnussen & Hjertager [111] ergeben sich für turbulente Flammen die beiden folgenden Reaktionsgleichungen [104]:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_i A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min\left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_R}\right) \quad (\text{Gl. 4.29})$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_i A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_p Y_p}{\sum_j v''_{j,r} M_j} \quad (\text{Gl. 4.30})$$

Mit Gleichung 4.29 und 4.30 werden zwei Reaktionsraten bestimmt, von denen die kleinste umsatzrelevant ist und nur diese für die weitere Berechnung benutzt wird. A und B sind empirische Konstanten, deren Werte für den jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden müssen. Die Konstanten nehmen nach Magnussen & Hjertager für turbulente Diffusionsflammen die Werte $A = 4$ und $B = 0,5$ an.

Das Eddy-Dissipation-Combustion-Modell wurde von Magnussen weiterentwickelt und führte zu dem Eddy-Dissipation-Concept (EDC) [112]. Dieses Modell ermöglicht die Einbindung von Mehrschritt-Elementarreaktionsmechanismen und eröffnet somit die Möglichkeit, die Modellierung turbulenter reagierender Strömungen mit einer detaillierten chemischen Betrachtungsweise zu kombinieren. Das EDC geht wie das EDX von einem schrittweisen Zerfall turbulenter Wirbel aus. Während jedoch beim EDX von einer nahezu homogenen Verteilung der Verbrennungszonen im Strömungsgebiet ausgegangen wird, wird beim EDC zwischen reagierenden und nicht reagierenden Zonen unterschieden. Die Reaktionszone wird innerhalb der turbulenten Strömung durch einen idealen Rührkessel abgebildet. Nachteil dieses Modells ist der hohe Rechenaufwand [85, 116].

Verschiedene Autoren haben in den letzten Jahren für das EDC eine Reihe an Mechanismen entwickelt. Speziell zur Beschreibung der Vorgänge bei der Methanverbrennung sind u. a. die Mechanismen von Skeletal, Kee, Smooke und zu nennen. Diese sind in Fluent implementiert.

Flamelet-Modell

Das Flamelet-Modell [113, 114, 115] stellt eine Methode dar, bei akzeptablem Rechenaufwand das turbulente Strömungsfeld mit detaillierter Reaktionskinetik zu kombinieren. Es beruht auf der Annahme, dass sich die turbulente Diffusionsflamme auf einer Mikroskala aus vielen einzelnen laminaren Gegenstromdiffusionsflammen, sog. Flamelets, zusammensetzt. Wie beim Mischungsbruchmodell beruht die Recheneffizienz auf der Entkopplung von Reaktions- und Strömungsberechnung. Das Modell ist für die Abbildung moderater Nicht-Gleichgewichtseffekte geeignet [116].

Verbrennungsmodelle in Fluent

Die im CFD-Programm Fluent implementierten Verbrennungsmodelle für die Gasphase sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1: Verbrennungsmodelle in Fluent [116]

	Vorgemischte Flammen	Diffusionsflammen	Partiell vorge- mischte Flammen
Gleichgewichts- chemie	Zimont-Modell	Mischungsbruch- modell	Zimont-/Mischungs- bruch-Ansatz
	Eddy-Dissipation-Modell		
Detaillierte Chemie		Flamelet-Modell	
	Finite-Rate-Modell Eddy-Dissipation-Concept-Modell		

Vor dem Hintergrund, dass es aufgrund der Modellbezeichnungen häufig zu Missverständnissen kommt, sind die nachfolgenden Punkte als Hilfen zu verstehen.

Punkt 1: Das Eddy-Dissipation-Combustion-Modell wird in der Literatur mit EDX abgekürzt, während mit dem EDC-Modell das Eddy-Dissipation-Concept-Modell bezeichnet wird. Beide Modelle gehen auf das Eddy-Break-Up-Modell (EBU) zurück. Verwirrung tritt ein, da der Ansatz zur Bestimmung der Reaktionsraten nach Magnussen & Hjertager auch als Eddy-Dissipation Konzept bezeichnet wird.

Punkt 2: Das oben beschriebene Eddy-Dissipation-Combustion-Modell wird in Fluent als Eddy-Dissipation-Modell geführt.

Punkt 3: Die Ansätze des Finite-Rate-Modells und des Eddy-Dissipation-Modells werden in Fluent im Finite Rate/Eddy-Dissipation-Modell kombiniert. Diese drei Modelle sowie das Eddy-Dissipation-Concept-Modell sind in Fluent unter dem Begriff "Generalized Finite-Rate Modelle" zu finden.

4.2.6 Modellierung der Stickoxidbildung

Zur Modellierung der Stickoxidbildung sind drei Mechanismen zu berücksichtigen. Hierzu gehört die Bildung von prompten NO, die Bildung von thermischen NO sowie bei stickstoffhaltigen Brennstoffen die Bildung von Brennstoff-NO. Zusätzlich zu diesen NO-Bildungsmechanismen, die sich inzwischen in den kommerziellen CFD-Programmen etabliert haben, gewinnt neuerdings die NO-Bildung aus dem Treibhausgas Distickstoffoxid (N_2O) immer mehr an Bedeutung.

Da jedoch die NO-Bildung aus Distickstoffoxid in Fluent nicht berücksichtigt wird und die Entstehung von Brennstoff-NO bei der Verbrennung von Erdgas praktisch keine Bedeutung hat, werden im Folgenden nur die prompte und thermische NO-Bildung kurz beschrieben. Ausführlich dokumentiert sind die Ansätze zur Stickoxidbildung bei Mueller [91] und Al-Halbouni [117].

Thermische NO-Bildung

Das thermische NO bildet sich bei O_2 -Überschuss in brennstoffreichen Zonen aus dem Luftstickstoff nach dem Zeldovich-Mechanismus [118]:



Hierbei ist die erste Reaktionsgleichung die umsatzbestimmende, da ihre Reaktionszeit wesentlich länger als die der anderen beiden Gleichungen ist. Zur Trennung der starken N_2 -Bindung benötigt diese Reaktion eine hohe Aktivierungsenergie und findet in einem relevanten Maße erst bei hohen Temperaturen statt. Neben der Temperatur wird die Bildung von thermischen NO durch den Sauerstoffgehalt und die Verweilzeit bestimmt. Die maximale Bildungsrate von NO erfolgt bei einem Luftüberschuß von etwa 10 % und ist bei Dif-

fusionsflammen infolge des größeren Bereiches nahstöchiometrischer Verbrennung höher als bei Vormischflammen [117].

Die Umstellung der Reaktionsgleichungen 4.31 - 4.33 zu einer Bildungsgleichung für NO ergibt [104]:

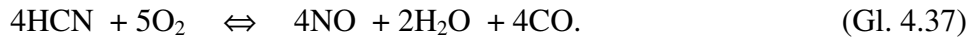
$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_1[\text{O}][\text{N}_2] + k_2[\text{N}][\text{O}_2] + k_3[\text{N}][\text{OH}] - k_{-1}[\text{NO}][\text{N}] - k_{-2}[\text{NO}][\text{O}] - k_{-3}[\text{NO}][\text{H}]. \quad (\text{Gl. 4.34})$$

Die Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten für die Hin- und Rückreaktion nach Hanson und Salimian [119] lauten:

$$\begin{aligned} k_1 &= 1,8 \times 10^8 e^{-38370/T} & k_{-1} &= 3,8 \times 10^7 e^{-425/T} \\ k_2 &= 1,8 \times 10^4 T e^{-4680/T} & k_{-2} &= 3,8 \times 10^3 T e^{-20820/T} \\ k_3 &= 7,1 \times 10^7 e^{-450/T} & k_{-3} &= 3,8 \times 10^8 e^{-24560/T}. \end{aligned}$$

Prompte NO-Bildung

Die Bildung von Prompt-NO erfolgt nach dem Fenimore-Mechanismus [120] in der Flammenfront. Eine wichtige Voraussetzung ist dabei das Vorhandensein von CH-Radikalen, wie es insbesondere in fetten Flammen der Fall ist:



Die Bildung von Prompt-NO erfordert eine wesentlich geringere Aktivierungsenergie als thermisches NO. Daher ist dieser Prozess auch nur in geringerem Umfang temperaturabhängig.

Die zu dieser Thematik verfügbaren Globalansätze sind sehr begrenzt und gehen alle auf die Arbeit von de Soete [121] zurück. Die in Fluent verwendete Bestimmungsgleichung für die Bildungsrate von NO lautet in allgemeiner Form [104]:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = f k'_{\text{pr}} [\text{O}_2]^a [\text{N}_2] [\text{Brennstoff}] e^{-E'_a/RT}. \quad (\text{Gl. 4.38})$$

Diese Gleichung ist eine Modifikation des de Soete Modells. Der Korrekturfaktor f in dieser Gleichung berücksichtigt den Einsatz unterschiedlicher Brennstoffe sowie das Luft-Brennstoff-Verhältnis. Der Korrekturfaktor ist wie folgt definiert [104]:

$$f = 4,75 + 0,0819 n - 23,2 \Phi^2 - 12,2 \Phi^3. \quad (\text{Gl. 4.39})$$

5 Experimenteller Aufbau und verwendetes Berechnungsprogramm

Zur Beschreibung des experimentellen Aufbaus wird im Folgenden auf die Versuchsanlage und auf die eingesetzten Brenner eingegangen. Im Anschluss daran wird die an der Versuchsanlage eingesetzte Mess- und Analysentechnik sowie das für die mathematische Modellierung verwendete Berechnungsprogramm beschrieben.

5.1 Versuchsanlage

Für die Durchführung der experimentellen Untersuchungen wurde eine Kanalbrennerstrecke (Abbildung 5.1) ausgelegt und gebaut, mit der die beiden Betriebsarten GT- und FL-Betrieb simuliert werden können. Hierbei mussten vor allem die Randbedingungen der ZSF, wie sie in GuD-Anlagen betrieben wird, berücksichtigt werden. Der Sauerstoffgehalt des Gasturbinenabgases liegt im Bereich 12 bis 15 Vol.-%. Die Temperatur des Gasturbinenabgases beträgt ca. 550 °C.

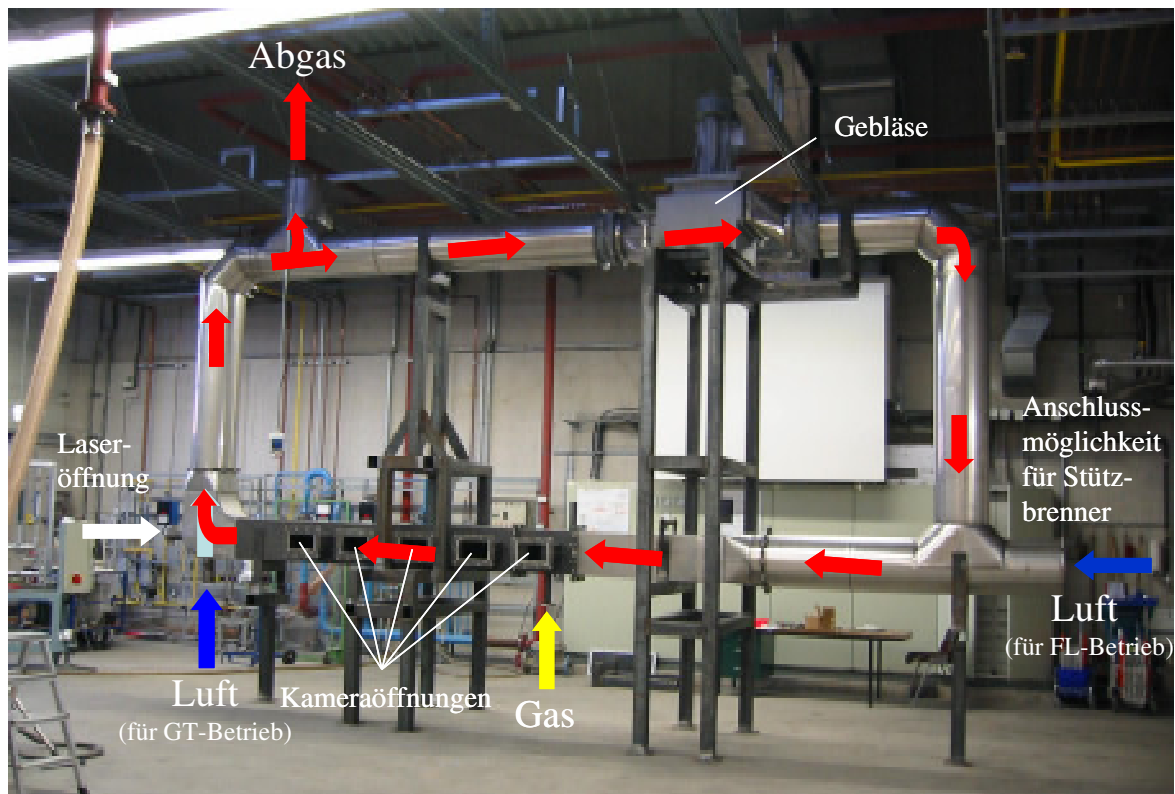


Abbildung 5.1: Kanalbrennerstrecke

Die gesamte Kanalbrennerstrecke besteht aus einem Kreislaufsystem, bei dem für den GT-Betrieb ein kleiner Teil des heißen Abgases (Abgas nach der ZSF) über einen Abgaskanal abgeführt, der größere Teil jedoch dem Prozess wieder zugeführt werden kann. Die Rückführung des Abgases geschieht mit Hilfe eines Gebläses. Je nach Einstellung des Gebläses kann die zurückzuführende Menge variiert und somit die Geschwindigkeit, Temperatur und Sauerstoffkonzentration vor der ZSF geregelt werden. Da es bei der Rückführung des Abgases durch das Gebläse zur Strahlenbildung kommen kann, wurde in der Strecke zwischen Gebläse und Zusatzbrenner ein Lochblech zur Vergleichmäßigung der Strömung eingesetzt.

Im FL-Betrieb wird die zur Verbrennung benötigte Luft über den Anschlussflansch des Stützbrenners und somit vor der Verbrennung zugeführt. Um die Temperatur des Abgases nach der Verbrennung zu reduzieren, wird zusätzliche Kühlluft hinter der Feuerung eingebracht. Da eine Rückführung des Abgases im FL-Betrieb nicht notwendig ist, wird in diesem Fall das Kreislaufsystem vor dem Gebläse durch entsprechende Klappen unterbrochen. Im Gasturbinenbetrieb wird die benötigte Luft nur hinter der Feuerung zugeführt. In diesem Fall kann und muss die Luftmenge als weiteres Regelglied gesehen werden, da die Randbedingungen durch diesen Parameter stark verändert werden. Zusätzlich kann durch Integration eines Stützbrenners und durch indirekte Luftkühlung des Abgasrückführungssystems Einfluss auf das Gesamtsystem genommen werden.

Die Außenisolierung der Kanalstrecke besteht aus 2 keramischen Faserisoliermattenschichten sowie einer Steinwollschicht auf Drahtgeflecht. Als Abschluss wurde ein Blechmantel aus verzinktem Eisenblech verwendet. Die Wärmeisolierung der Kanalstrecke wurde so ausgelegt, dass eine Oberflächentemperatur von 80 °C über Raumtemperatur für eine Betriebstemperatur von 900 °C nicht überschritten wird.

Im Bereich der Abgasrückführung (obere und seitliche Kanalstrecke) hat der Kanal einen Querschnitt von $\varnothing 402$ mm. Nach dem Lochblech gibt es ein Kanalübergangsstück zur Kanalsektion, in der der Brenner eingebaut wird. Dieses Übergangsstück hat anfangs einen quadratischen Querschnitt von 350 mm Kantenlänge und verengt sich zu einem rechteckigen Querschnitt von 175 mm x 350 mm. Die Kanalsektion für den Brenner hat eine Länge von 500 mm. Der Ein- und Ausbau der Brenner geschieht in diesem Bereich von oben in den Kanal. Zur Positionierung der Brenner wurden seitliche Öffnungen vorgesehen. Nach der Kanalstrecke mit Brennerteil erweitert sich der Kanal wieder auf 350 mm x 350 mm. In diesem und dem anschließenden Kanalstück, dem Verbrennungsraum, findet die Verbrennung statt. Zusammen haben die beiden Kanalstücke eine Länge von 2600 mm.

Für den Einsatz von Feldsonden wurden auf der linken Seite der Kanalstrecke verschließbare Messstutzen angebracht (Abbildung 5.2). An 11 verschiedenen Positionen entlang der Kanalstrecke können Gaskonzentrations- und Temperaturmessungen durchgeführt werden.

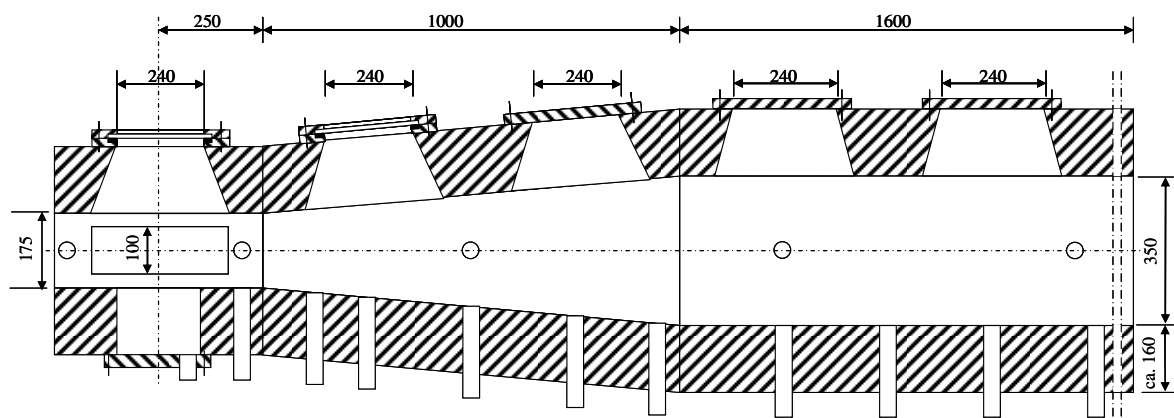


Abbildung 5.2: Kameraöffnungen und Messstutzen

Zur direkten photographischen Beobachtung der Flamme mit Hilfe einer zeitlich hochauflösenden, bildverstärkenden CCD-Kamera wurden fünf Beobachtungsfenster auf der gegenüberliegenden Seite der Sondenöffnungen vorgesehen (Abbildung 5.2). Die aus Quarzglas bestehenden Fenster werden über Rahmenkonstruktionen an der Versuchsanlage befestigt. Für den Einsatz berührungslos arbeitender Laser-Messverfahren wurde an der Rückseite der Kanalstrecke ein optischer Zugang angebracht, der zum einen zum Einkoppeln des Laserlichtes und zum anderen für weitere Beobachtungszwecke verwendet werden kann. Die für die Particle Image Velocimetry (PIV) Messung notwendigen Partikel (Tracer) werden mit Hilfe eines Partikeldosierers dem Gas- oder Luftstrom zugeführt und über den Abgaskanal aus dem Versuchsstand transportiert.

Zur Messung der Temperatur innerhalb der Versuchsanlage sowie der Wandtemperaturen wurden an verschiedenen Positionen Thermoelemente platziert, deren Messwerte automatisch auf einem Monitor angezeigt werden. Folgende Temperaturen werden aufgenommen: Gastemperatur vor der ZSF (entspricht der Temperatur des heißen Gasturbinenabgases oder der Frischlufttemperatur), Abgastemperatur nach der ZSF, Temperatur des Gemisches aus zugeführter Luft und Abgastemperatur, Kaminaustrittstemperatur, rezirkulierte Abgastemperatur vor dem Heißluftgebläse und die Innenwandtemperatur des Feuerraumes an drei Stellen. Die Einstellung und Kontrolle der Randbedingungen der Feuerung wird durch zusätzliche Druck- und Analysestutzen ermöglicht.

Zur Darstellung und zur Speicherung der Daten wurde mit Hilfe des Software-Paketes Testpoint ein Messwerterfassungsprogramm erstellt. Die Anzeige der Daten auf dem Bildschirm erfolgt in einer alle fünf Sekunden aktualisierten Momentanwertanzeige. Für ausgewählte Kanäle verfügt das Programm über eine Funktion zur Mittelwertbildung. Die Mittelwerte werden über ein wählbares Intervall berechnet. Die Datenspeicherung kann manuell oder automatisch erfolgen. Bei jeder Speicherung legt das Programm einen Datensatz ab, in den alle relevanten Versuchsparameter und Messdaten eingetragen werden.

5.2 Brenner

Der verwendete Flächenbrenner (Kanalbrenner) – in seiner Bauform mit Rampen – arbeitet nach einem patentierten Prinzip (Abbildung 5.3). Das Brenngas tritt mit hoher Geschwindigkeit aus dem Gasrohr aus. Es saugt durch seine Injektorwirkung einen Teilstrom des sauerstoffenthaltenden Gases (hier: Abgas oder Luft) in die Vormischkammer ein und bildet eine vorgemischte Primärflamme. In einer zweiten Stufe werden die restlichen Gase zugemischt und verbrannt.

5.2.1 Originalbrenner

Zur Auswahl standen zwei verschiedene Kanalbrenner, die für den Leistungsbereich 250 bis 500 kW bzw. 150 bis 200 kW ausgelegt und im industriellen Einsatz sind. Erste Berechnungen ergaben, dass der größere Brenner (berechnet wurde hier ein einzelner Kanalbrenner, der Teil einer sogenannten Rampe ist, Abbildung 5.4) im entsprechenden Leistungsbereich unter oben genannten Randbedingungen am Gaswärme-Institut nicht getestet werden kann, da u. U. Volumenverhältnisse zwischen Gas und Abgas von 50 und mehr

gefordert werden. Um bei der späteren Parametervariation nicht durch die technischen Möglichkeiten eingeschränkt zu werden und vor dem Hintergrund, dass ein Industriebrenner nur sehr selten außerhalb seines ausgelegten Leistungsbereichs betrieben wird, wurde entschieden, den kleineren Brenner (150 bis 200 kW) zu verwenden. Dieser Brenner wurde entsprechend den Vorgaben der Firma Pillard am Gaswärme-Institut e.V. Essen gefertigt. Nachfolgend wird dieser Brenner als Originalbrenner (Abbildung 5.5a) bezeichnet.

5.2.2 Modellbrenner

Ausgehend von dem Originalbrenner wurde ein Brenner kleinerer Leistung ausgelegt und gefertigt. Bei der Auslegung wurde entsprechend der physikalischen Brennermodellierung für Heißmodelle nach Kapitel 4.1.2 vorgegangen. Der Versuch, alle vier Ähnlichkeitskriterien zu erfüllen, führte jedoch zu widersprüchlichen Forderungen (Vgl. Gleichung 4.8 und Gleichung 4.21). Die daraus resultierende Konsequenz für die praktische Umsetzung war die Vernachlässigung des Kriteriums der konstanten Verweilzeit. Gemäß den Vorgaben für die geometrische Ähnlichkeit und der konstanten Gaseintrittsgeschwindigkeit wurde das Modell (Abbildung 5.5b) für eine Brennerleistung von 50 kW berechnet.

Der Querschnitt der Kanalstrecke wurde durch Einsetzen eines neuen Kanalstückes (Abbildung 5.5c) verkleinert, um auch den Kriterien der konstanten Luft- bzw. Abgasgeschwindigkeiten im Brennraum gerecht zu werden.

Abbildung 5.5d und Abbildung 5.5e zeigen die Kopfansicht des Original- und Modellbrenners im eingebauten Zustand. Der Kanal hatte an dieser Stelle eine Breite von 175 mm für den Original- bzw. 100 mm für den Modellbrenner. Die minimale Spaltbreite zwischen Brenner und Kanalwand betrug 27,5 mm (Original) bzw. 16,0 mm (Modell).

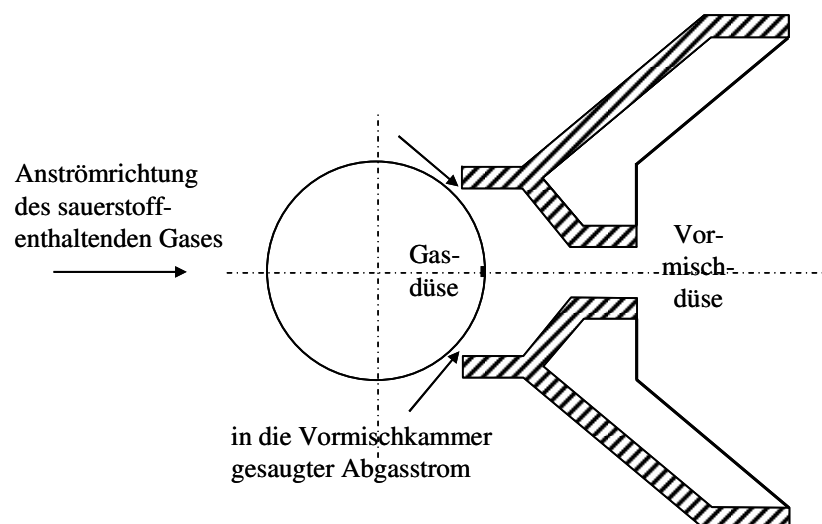


Abbildung 5.3: Prinzipskizze des Flächenbrenners

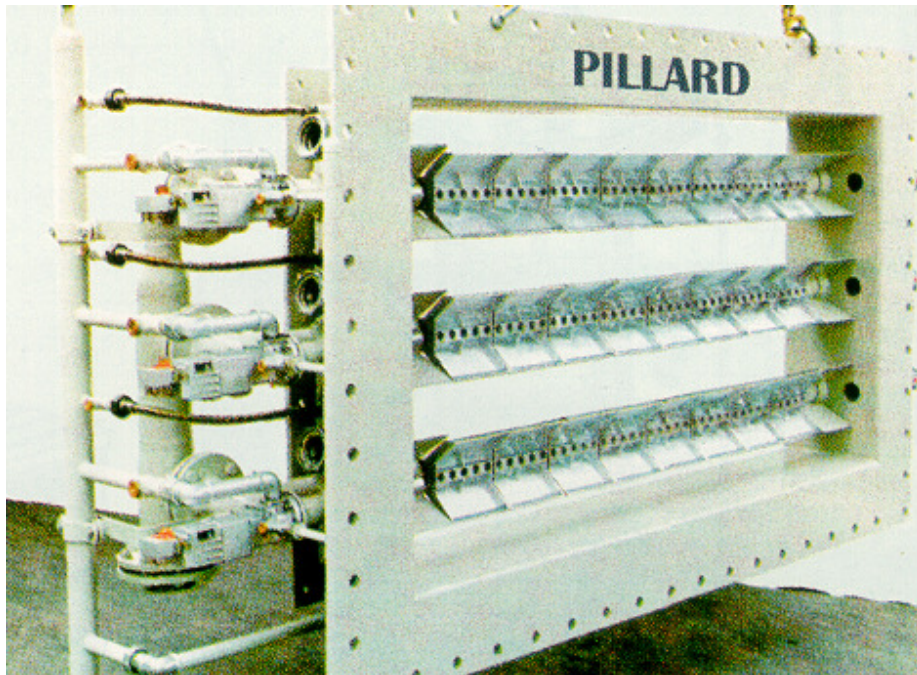


Abbildung 5.4: Kanalbrennersystem als zusammengesetztes Netz einzelner Brenner

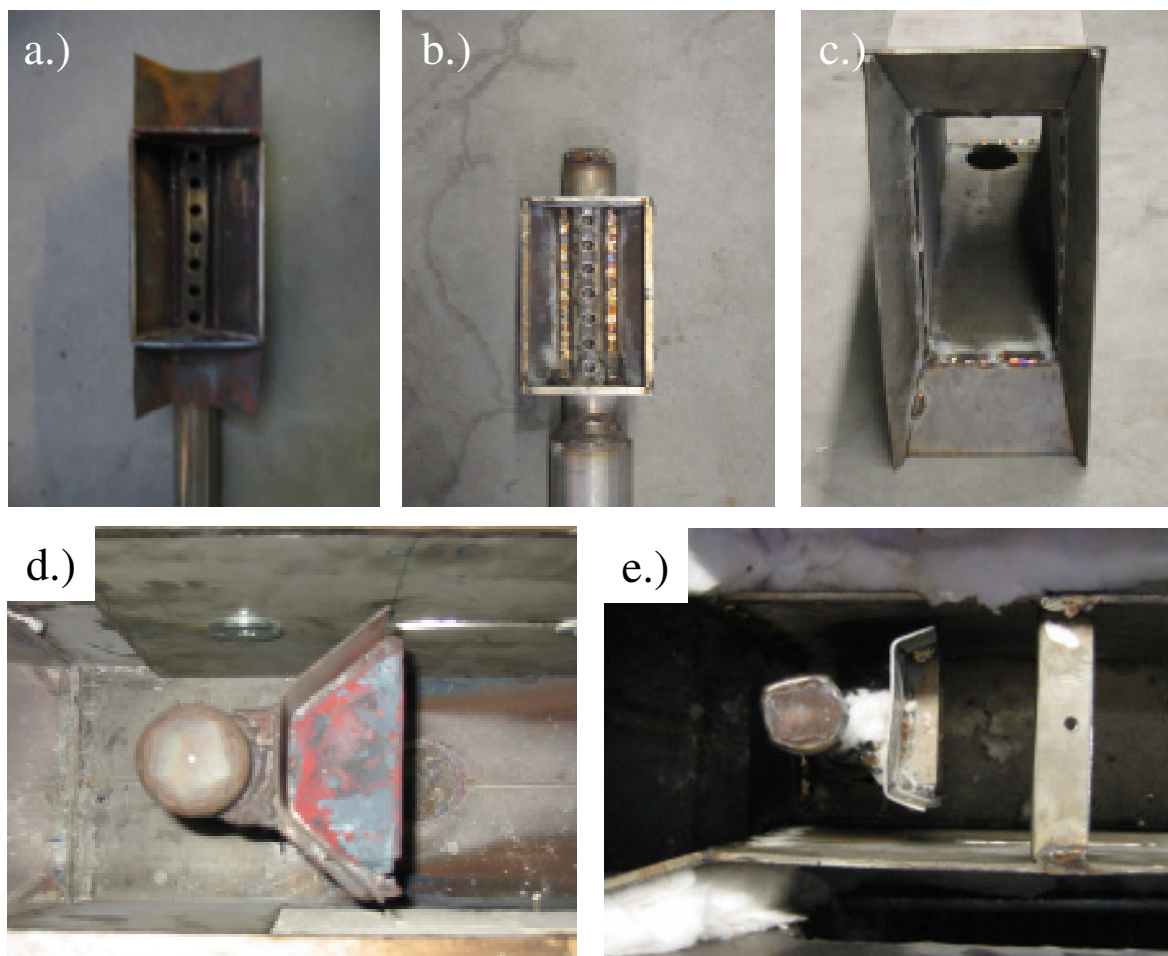


Abbildung 5.5: Original- und Modellbrenner im ein- und ausgebautem Zustand

5.3 Eingesetzte Mess- und Analystechnik

Damit ein möglichst umfangreicher Vergleich der Messungen mit den Rechnungen durchgeführt werden kann, sind Temperatur- und Gaskonzentrationsprofile entlang der Kanalstrecke erforderlich. Diese Messungen wurden mit wassergekühlten Sonden durchgeführt. Für den Einsatz optischer Messtechniken wurde eine zeitlich hochauflösende, bildverstärkte CCD-Kamera eingesetzt.

5.3.1 Temperatur

Die Temperaturmessung im Ofenraum erfolgte mittels eines Thermoelementes in einem Absaugpyrometer. Die Absaugrate am Pyrometer wurde dabei so gewählt, dass der Einfluss der Strahlung auf die Thermoperle vernachlässigbar erschien und somit auf eine nachfolgende Temperaturkorrektur verzichtet werden konnte.

Für die Temperaturmessungen mit der Absaugsonde im Ofenraum und an den Ofeninnenwänden wurden Platinrhodium-Platin-Thermoelemente (PtRh-Pt) verwendet. An allen anderen Messstellen wurden NiCr-Ni-Mantelthermoelemente (Außendurchmesser 1 mm) eingesetzt. Die Mantelthermoelemente wurden so in der Anlage angebracht, dass kein direkter Kontakt zwischen den Elementspitzen und angrenzenden Wänden bestand.

5.3.2 Gasanalyse

Zur Bestimmung der Abgaszusammensetzung und der Reaktionsprodukte im Ofenraum wurde mittels einer wassergekühlten Absaugsonde Rauchgas über einen beheizten keramischen Filter abgesaugt. Dieses Rauchgas wurde als Probengas durch elektrisch beheizte Leitungen, die eine Taupunktunterschreitung und das Auskondensieren der Rauchgas-komponenten verhindern, an die Messgasaufbereitung und anschließend über Feinfilter, der Messgaspumpe und dem Messgaskühler zu den Analysegeräten weitergeleitet. Analysiert wurden die Spezies NO, NO₂, CO, CO₂, CH₄ und O₂ im trockenen Probengas.

Alle Spezies außer O₂ wurden mit BINOS-Gasanalysegeräten der Firma Rosemount ermittelt. Die Messgeräte arbeiten nach dem NDIR-Verfahren (nichtdispersives IR-Fotometer). Der Sauerstoffgehalt im trockenen Probengas wurde mit einem Oxinos-Gasanalysegerät der Firma Rosemount gemessen. Das Gerät arbeitet nach dem Prinzip des Paramagnetismus.

Alle Analysegeräte haben eine Messgenauigkeit von 1,5 % vom Skalenendwert und wurden vor jedem Versuchstag mit den entsprechenden Prüfgasen kalibriert.

5.3.3 Volumenstrom

Die eingebrachten Brenngas- und Luftvolumenströme wurden mit Schwebekörperdurchflussmessern der Genauigkeitsklasse 1 (maximale Abweichung 1 % vom Skalenwert) mit elektrischem Signalausgang erfasst.

5.3.4 OH-Eigenleuchten

Zur Bestimmung der Reaktionszonenausdehnung bzw. zur Sichtbarmachung der Flammenkonturen wurde die von den OH-Radikalen ausgehende UV-Strahlung in der Flam-

menfront mit einem UV-sensitiven CCD-Kamerasystem detektiert. OH-Radikale sind kurzlebige Verbrennungsprodukte, die in höheren Konzentrationen in den heißen Bereichen einer Flamme – verursacht durch Dissoziationseffekte – auftreten. Durch Rekombinationsvorgänge von O- und H-Atomen senden die OH-Radikale UV-Strahlung bei 306,4 nm aus, welche nicht durch Strahlungsspektren von Wänden oder weiteren gasförmigen Komponenten überlagert wird (Abbildung 5.6). Durch geeignete Filtertechniken in Kombination mit bildverstärkten Kamerasystemen ist es möglich, das von den OH-Radikalen ausgesandte UV-Licht zu separieren. Diese qualitative Information über vorliegende OH-Konzentrationen kann daraufhin hinsichtlich einer Flammenbeurteilung und -optimierung ausgewertet werden [122].

Die Vorteile dieser Methode gegenüber den bisher üblichen Konzentrationsfeldmessungen mit Absaugsonden sind die schnelle und exakte Erfassung und Speicherung der Ergebnisse sowie die schnelle Extraktion von Bewertungskriterien [123].

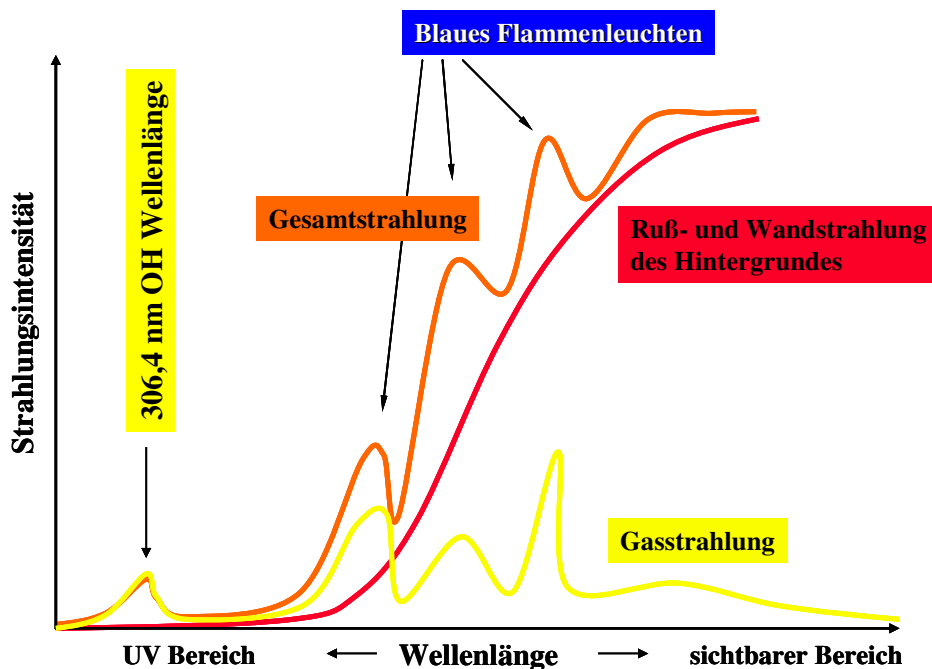


Abbildung 5.6: Flammenstrahlung in Abhängigkeit der Wellenlänge

5.3.5 Particle Image Velocimetry

Diese optische Messmethode ermöglicht die Ermittlung der Geschwindigkeitsverteilung innerhalb einer Ebene eines dreidimensionalen Strömungsfeldes zu einem gegebenen Zeitpunkt (sog. Ganzfeldmessung). Im Gegensatz zu Messungen mit Sonden, Prandtlrohr oder Hitzdraht erfolgen die Messungen berührungsfrei und daher ohne störenden Einfluss auf die zu untersuchende Strömung.

Voraussetzung für die Anwendung von PIV sind natürlich vorhandene oder künstlich zuge setzte Streupartikel, welche der Strömung folgen und Licht in einem hohen Maße reflektieren sollten. Mit Hilfe eines Lichtschnittes können alle Partikel in einer Ebene beleuchtet und somit sichtbar gemacht werden. Als Lichtquelle zur Beleuchtung der Teilchen werden Laser eingesetzt, aus deren runde Strahlen durch entsprechende Lichtschnittoptik flächen-

haft aufgeweitete Strahlen von möglichst geringer Dicke erzeugt werden. Mit Hilfe einer CCD-Kamera wird die Strömungsszene aufgenommen, in ein Bildformat umgewandelt und gespeichert.

Beim PIV-Verfahren werden zwei Aufnahmen unmittelbar hintereinander realisiert, um über den Versatz der Partikel zwischen zwei Aufnahmen die Strömungsgeschwindigkeit und durch Auswerten einer Reihe von Doppelbelichtungen die Geschwindigkeitsschwankungen berechnen zu können. Hierzu erfolgt zu einem definierten Zeitpunkt eine Belichtung. Nach einem festgelegten Zeitintervall wird eine zweite Belichtung durchgeführt. Als Ergebnis erscheinen zwei Abbildungen derselben Partikel (Doppelbelichtungsaufnahme). Die Doppelbelichtungsaufnahmen, die je nach Auswertverfahren auf einem oder zwei „frames“ gespeichert werden, werden in ein Raster kleiner Auswertbereiche mit $n \times n$ Pixeln unterteilt. Anschließend wird mit Hilfe geeigneter Korrelationsverfahren ein Vektor ausgegeben, der als Durchschnittsgeschwindigkeitsvektor aller detektierten Partikel im Auswertbereich betrachtet werden kann [122, 123].

Detaillierter beschrieben wird das PIV-Verfahren u. a. von Westerweel [124]. Keane und Adrian [125] entwickelten auf der Basis theoretischer Analysen Anforderungen für die Einstellung experimenteller Parameter, die eine optimale Auswertung bei Particle-Image Velocimetry sicherstellen. Diese Kriterien werden u. a. von Finzenhagen in [126] aufgeführt.

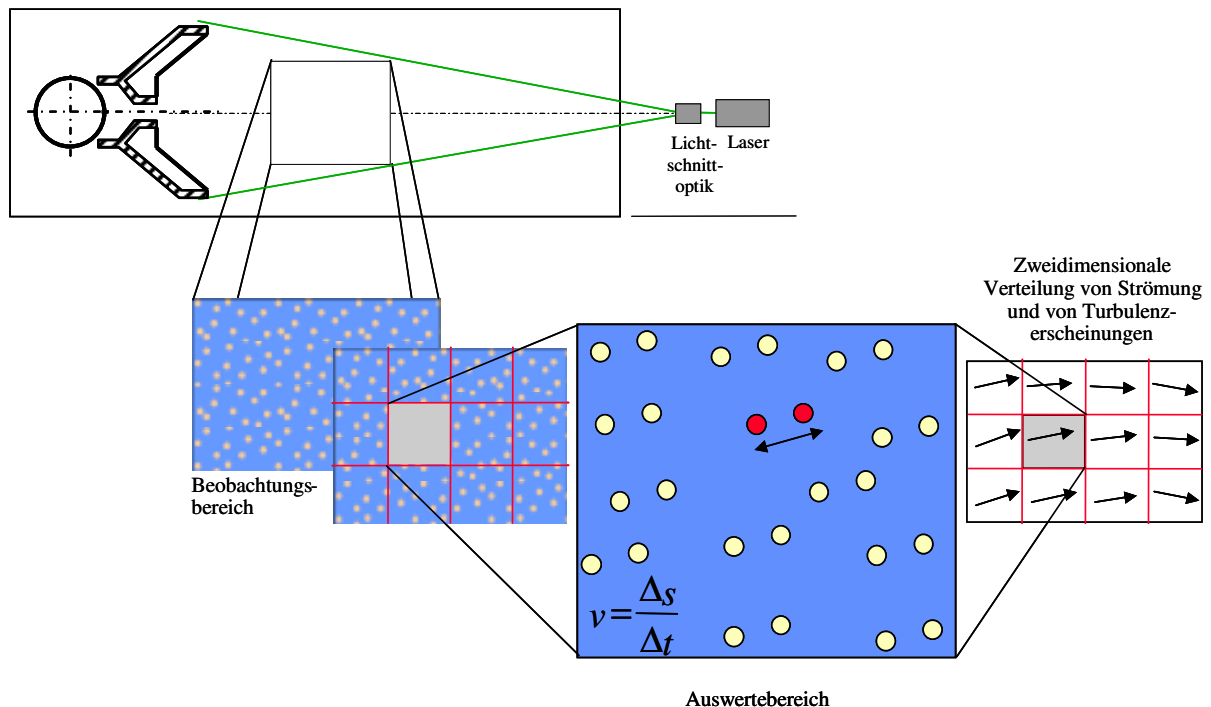


Abbildung 5.7: Messprinzip der Particle Image Velocimetry

5.4 Verwendetes Berechnungsprogramm

Die komplette Neuentwicklung eines Simulationswerkzeuges ist aufgrund der Komplexität der miteinander in Wechselwirkung stehenden Strömungs-, Verbrennungs- und Wärmeübertragungsvorgänge und der zur Beschreibung derselben erforderlichen physikalischen Modelle und numerischen Methoden eine sehr zeitintensive und wenig sinnvolle Angelegenheit [93]. Für die Darstellung der numerischen Berechnungen wurde daher auf das bereits vorhandene CFD-Programm Fluent (Version 6.2) zurückgegriffen. Fluent ist ein Finite-Volumen-Programm zur Simulation von Strömungs- und Wärmeübertragungsproblemen, das eine Anzahl erforderlicher physikalischer Modelle und numerischer Methoden zur Verfügung stellt. Fluent findet Anwendung in den Bereichen der Turbulenz-, Verbrennungs- und Strahlungsmodellierung. Mit Hilfe dieses Programms können verschiedene zwei- bzw. dreidimensionale Vorgänge rechenstechnisch erfasst und dargestellt werden. Erfolgreich eingesetzt wird Fluent u. a. an der Universität Duisburg-Essen und am Gaswärme-Institut e.V. Essen.

Fluent setzt sich aus verschiedenen Programmen zusammen, wobei jedes einzelne spezielle Anwendungsgebiete und Aufgaben hat. Das Zusammenspiel der Programme untereinander wird in Abbildung 5.8 veranschaulicht.

Geometrien und Netze werden mit Gambit bzw. TGrid erzeugt oder über einen Import-Filter aus anderen CAD/CAE-Paketen eingelesen. Anschließend stehen die so erzeugten Netze den verschiedenen Fluent-Solvern zur Weiterverarbeitung, Berechnung und Postprocessing zur Verfügung. Die Aufgaben der verschiedenen Programme werden nachfolgend kurz spezifiziert.

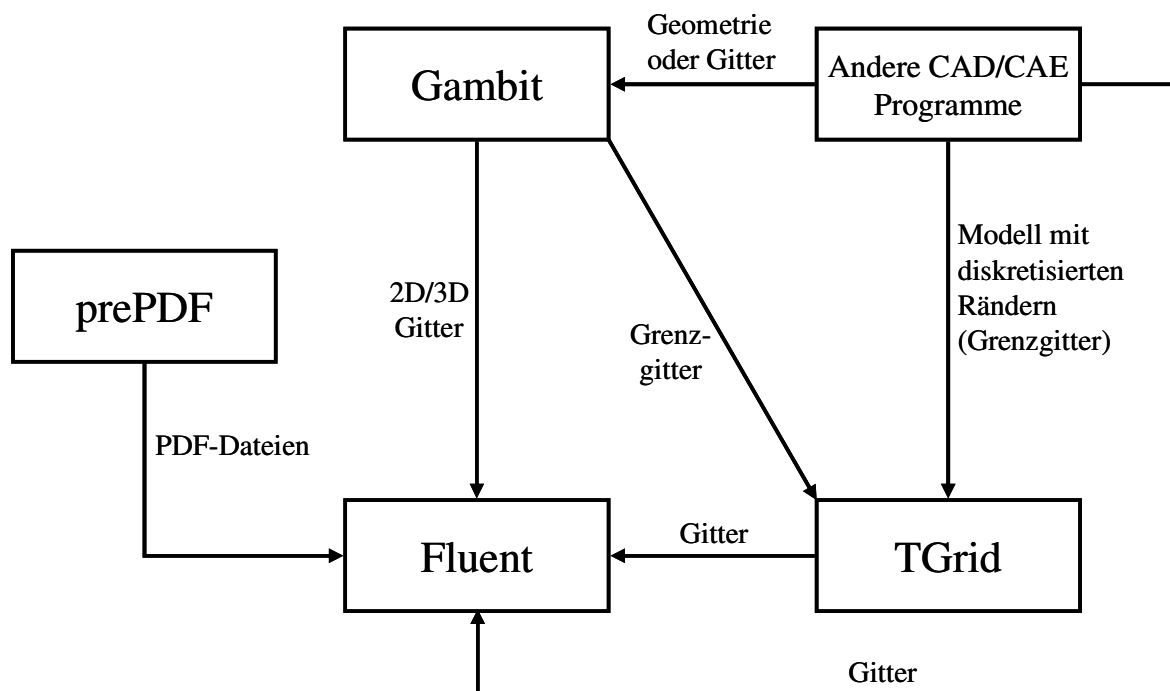


Abbildung 5.8: Programmstruktur von Fluent

Fluent ist das eigentliche Analysemodul. Hier wird das Netz eingelesen, die Modelldaten und Randbedingungen festgelegt, der Lösungsalgorithmus ausgewählt und die Berechnung durchgeführt. Nach der Berechnung erfolgt hier auch das Postprocessing.

Gambit ist der Modellierer und Vernetzer für Fluent. Dieses Programm stellt die Preprocessing-Plattform für alle Solver von Fluent dar.

TGrid ist ein Netzgenerator, der aus diskretisierten Rändern die Vernetzung der eingeschlossenen Oberfläche bzw. des eingeschlossenen Volumens durchführt. Dreiecks-, Tetraeder- und Hybrid-Netze können mit TGrid erstellt werden. Dessen Einsatz empfiehlt sich aber nur bei Problemen mit dem Import Fluent-fremder Formate (z. B. NASTRAN) oder Formate älterer Fluent-Versionen (Geomesh, prePFC) in GAMBIT.

prePDF ist der aus Fluent ausgelagerte Preprozessor, der auch separat aufgerufen werden kann. Mit diesem Preprozessor werden die Konzentrationen der gewünschten Spezies, die Dichten und die Temperaturen berechnet und in Datenbanken abgelegt.

6 Experimentelle und theoretische Untersuchungen

6.1 Untersuchungsprogramm

Die experimentellen und theoretischen Untersuchungen wurden entsprechend des in Abbildung 6.1 dargestellten Untersuchungsprogramms durchgeführt. In Kapitel 7 werden die Untersuchungsergebnisse und die daraus gewonnenen Erkenntnisse in chronologischer Weise aufgeführt und beschrieben.

Im ersten Schritt wurden der Originalbrenner im GT- und FL-Betrieb sowie der Modellbrenner im FL-Betrieb an der Kanalversuchsstrecke experimentell untersucht. Der Vergleich der Messungen in Kapitel 7.1 zeigt, wie sich die für die ZSF relevanten Parameter des Wärmeträgers beim Umschalten von GT-Betrieb auf den FL-Betrieb ändern (Kapitel 7.1.1) und bestätigt darüber hinaus die äquivalenten Bedingungen zwischen Original- und Modellbrenner (Kapitel 7.1.2).

Im nächsten Schritt wurde der Originalbrenner im GT-Betrieb numerisch simuliert. Hierbei dienten die Betriebsgrößen aus der Messung als Randbedingungen für die Berechnung. Ausgehend von dieser ersten Berechnung (Referenzfall 1) wurden verschiedene mathematische und numerische Parameter hinsichtlich ihrer Eignung für diesen Anwendungsfall untersucht (Parameterstudie 1) und die optimalen programmspezifischen Einstellungen bestimmt. Der Vergleich der Berechnungsvarianten wird in Kapitel 7.2 beschrieben.

Mit den für den GT-Betrieb optimalen Fluent-Einstellungen (Referenzfall 2) wurde daraufhin der FL-Betrieb berechnet. Die Berechnungen des GT- und FL-Betriebes sind den entsprechenden Messungen in Kapitel 7.3 gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt zum einen die Genauigkeit der numerischen Vorhersagen und zum anderen die Anwendbarkeit der in Kapitel 7.2 bestimmten Einstellungen für den FL-Betrieb. In Kapitel 7.4 werden die Berechnungen des GT- und FL-Betrieb miteinander verglichen. Der Vergleich der Berechnungsergebnisse ergibt dieselben Aussagen wie der Vergleich der Messergebnisse in Kapitel 7.1.1 bietet jedoch mehr Details hinsichtlich der Geschwindigkeitsverteilung.

Anschließend erfolgte die numerische Untersuchung der ZSF bei Variation der Brennerleistung, der Abgastemperatur sowie des Sauerstoffanteils im Gasturbinenabgas (Kapitel 7.5, Parameterstudie 2). Parallel zu diesen Prozessparametern wurde der Einfluss von verschiedenen Konstruktionsparametern untersucht. Von den Abmaßen des Originalbrenners ausgehend wurden 12 Berechnungsvarianten mit unterschiedlichen Brenner- und Kanalgeometrien durchgeführt und eine geometrisch optimierte Variante bestimmt (Kapitel 7.6, Parameterstudie 3).

Die so ermittelte optimierte Geometrie wurde abschließend an der Versuchsanlage umgesetzt. Auf die darin erzielten Ergebnisse geht Kapitel 7.7 näher ein.

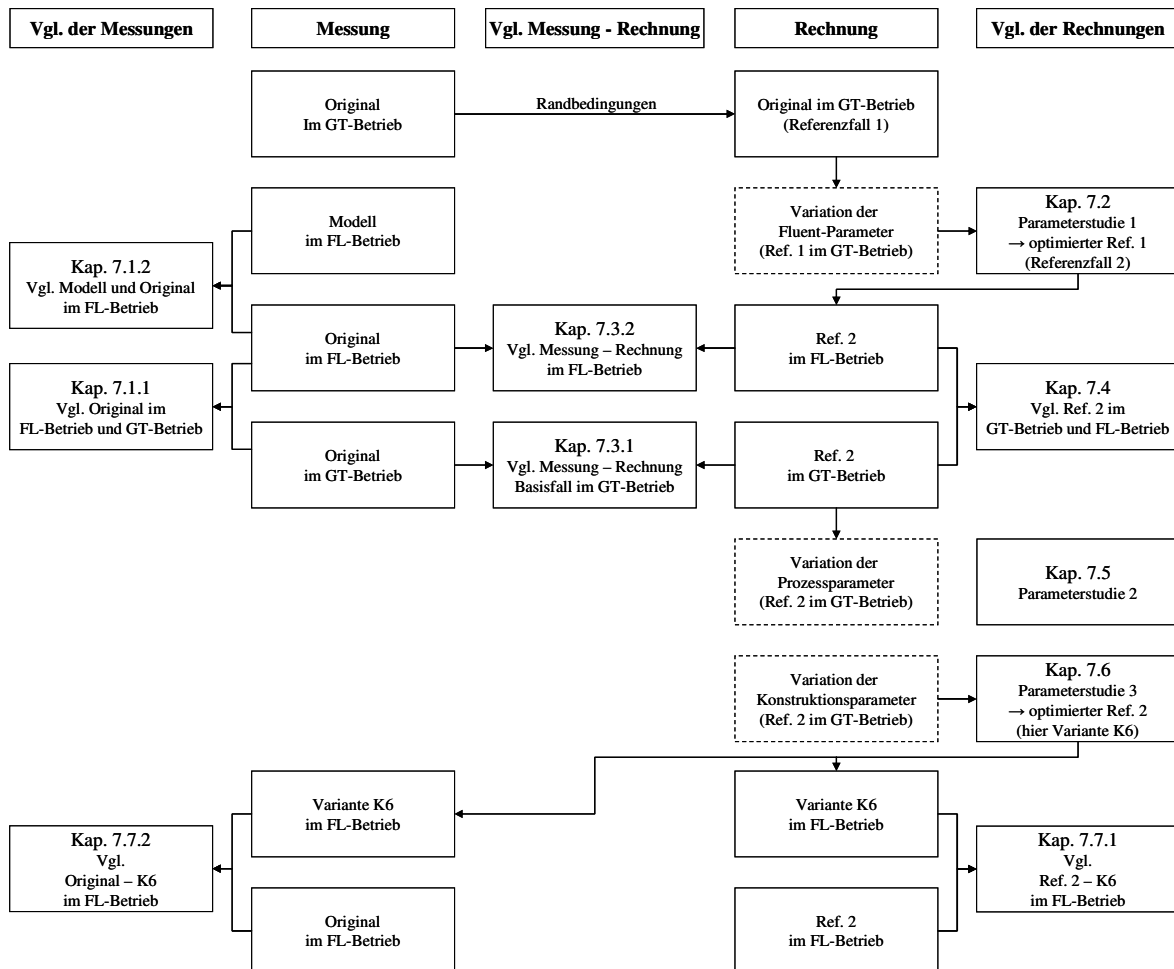


Abbildung 6.1: Untersuchungsprogramm

6.2 Experimentelle Untersuchungen

Das experimentelle Untersuchungsprogramm umfasste die Temperatur- und Gasanalyse sowie die Kameramessungen zur Bestimmung der Reaktionszonen und der Geschwindigkeitsverteilung. Als relevante Gaskomponenten wurden die Konzentrationen von NO, NO₂, CO, CO₂, CH₄ und O₂ erfasst.

Als Nullpunkt des Gesamtsystems ($x = 0$ mm, $y = 0$ mm, $z = 0$ mm) wurde der Mittelpunkt des Gaszuführungsrohres definiert. Von diesem Bezugswert ausgehend erfolgte die Abgasanalyse für den Originalbrenner bei $x = 2385$ mm und für den Modellbrenner bei $x = 1335$ mm. Bezogen auf den Vormischdüsendurchmesser des jeweiligen Brenners entsprechen beide Messpositionen einem Brennerabstand von ca. $x/d = 195$.

Tabelle 6.1: Messabstände in [mm] bezogen auf den Nullpunkt des Systems

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Original	100	125	150	210	335	530	885	1335	1885	2385
Modell	58	72	87	121	193	233	530	885	1135	1335

Zur Bestimmung der Gaskonzentrations- und Temperaturverteilungen innerhalb des Verbrennungsraumes sind für den Original- und Modellbrenner über zehn Traversen punk-

tuelle Messungen durchgeführt worden. Die zehn Positionen an der Kanalstrecke sind in Tabelle 6.1 als Messabstände bezogen auf den Nullpunkt des Systems aufgeführt.

Die jeweiligen Abstände zwischen den einzelnen Messpunkten auf einer Traverse wurden durch die gemessenen Unterschiede zwischen zwei Messpunkten festgelegt, d. h. dass in Bereichen steiler Gradienten die Abstände mit einer feineren Unterteilung gewählt wurden als in Bereichen mit flacheren Gradienten. Generell wurde im vorderen Bereich der Kanalstrecke ein Abstand von 5 bis 10 mm eingestellt.

Der Brenner wurde während der gesamten Messperiode durch die verschiedenen Beobachtungsfenster kontrolliert. In der Aufheizphase, in der die Anlage und die Kanalwände noch nicht ihre höchsten Temperaturen erreicht hatten, konnte die Flamme noch mit dem bloßen Auge erfasst werden.

Nach Abschluss der Aufheizphase waren die Kanalwände rot glühend und hatten im GT-Betrieb eine mittlere Temperatur von ca. 850 °C und im FL-Betrieb von ca. 800 °C. Da das sichtbare Flammenleuchten von der hohen hauptsächlich im Infrarotbereich ausgesendeten Festkörperstrahlung der heißen Wände überlagert wurde, konnte die Flamme bei diesen Wandtemperaturen mit dem bloßen Auge nicht mehr erfasst werden. Um die Flammenstruktur vor dem Hintergrund der heißen Kanalwände sichtbar zu machen, wurde die CCD-Kamera in Kombination mit einem OH-Filter eingesetzt, mit der die Verteilung des bei 306 nm leuchtenden Verbrennungsradikals OH erfasst wurde. Dieses Verbrennungsradikal ist zum einen für die Oxidation von Kohlenmonoxid hauptverantwortlich und tritt zum anderen verstärkt in extrem heißen Bereichen einer Verbrennung auf. Mit Hilfe der OH-Detektion können sowohl Rückschlüsse auf die Kontur einer Flamme – also auf die Randbereiche – als auch auf die Zonen verstärkter Verbrennungsintensität gezogen werden.

Die Geschwindigkeitsbestimmung mittels Particle Image Velocimetry erfolgte durch die Auswertung von Partikelbildern, die durch die Sichtbarmachung von Partikeln mit dem Laserlichtschnitt zweier YAG-Laser und durch Detektion des Streulichtes mit der CCD-Kamera entstanden. Aufgenommen wurde mit einem 55 mm Objektiv bei kleinster Blende und einem Aufnahmeabstand von ca. 70 cm. Aus diesen Einstellungen ergab sich ein Bildausschnitt von 200 mm x 160 mm. Die Partikel (hier: Zirkoniumoxid) wurden mittels Partikeldosierer dem Gasstrom zugeführt.

Während umfangreiche 2-dimensionale Temperatur- und Gaskonzentrationsmessungen (nachfolgend als Feldmessungen bezeichnet) für alle Einstellungen durchgeführt wurden, erfolgten die Kameramessungen lediglich am Originalbrenner im GT-Betrieb.

Betriebsparameter

Die jeweiligen Betriebsparameter sind in den zugehörigen Kapiteln in tabellarischer Form aufgeführt. Zu ihnen gehören die Brenngas- und Luft- bzw. Abgasvolumenströme vor der ZSF, die entsprechenden Geschwindigkeiten und Temperaturen sowie die Zusammensetzung des aufzuwärmenden Mediums.

Da sich die Geschwindigkeiten nur bedingt messtechnisch bestimmen ließen, wurden sie mittels Kontinuitätsgleichung und ihrer Temperatur entsprechend berechnet. Für das aufzuwärmende Medium wurde nicht nur die Geschwindigkeit im ungestörten Kanal

(175 mm x 350 mm) vor dem Brenner bestimmt, sondern auch neben dem Brenner, d. h. bezogen auf die Fläche, die zur Umströmung der Brenner zur Verfügung steht. Da hierbei nicht berücksichtigt wurde, dass ein Teil des Mediums durch die Spalte des Brenners gesogen wird, sollten diese Geschwindigkeiten nur als Richtwerte angesehen werden. Beide Geschwindigkeiten sind in den entsprechenden Tabellen aufgeführt.

Darüber hinaus ist das Verhältnis von tatsächlich zur Verfügung stehender Sauerstoffmenge zum Mindestsauerstoffbedarf angegeben, das nachfolgend für beide Betriebsfälle als Luftzahl der Zusatzfeuerung λ bezeichnet wird. Während sich die zur Verfügung stehenden Sauerstoffmengen über die Normvolumenströme und die jeweiligen Sauerstoffanteile bestimmen ließen, wurde die Mindestsauerstoffmenge für das trockene Brenngas nach folgender Gleichung bestimmt:

$$O_{2,\min} = \left[\frac{1}{2} \cdot (\text{CO} + \text{H}_2) + 2 \cdot \text{CH}_4 + \sum \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot \text{C}_x\text{H}_y - \text{O}_2 \right] \frac{m_{\text{O}_2}^3}{m_{\text{Brenngas}}^3} \quad (\text{Gl. 6.1})$$

6.3 Theoretische Untersuchungen

Zur Simulation der ZSF wurde nicht die gesamte Kanalbrennerversuchsstrecke abgebildet, sondern es wurden nur die Kanalsstrecke mit Brennerteil und der anschließende Verbrennungsraum simuliert (Abbildung 6.2). Auf die für die experimentelle Untersuchung des GT-Betriebes notwendige Rezirkulation des Abgases wurde verzichtet. Die Übernahme der geometrischen Daten des Originalbrenners in das Simulationsprogramm zeigt Abbildung 6.3.

Bei der Gittergenerierung wurde auf ein hybrides Gitter mit Zellen aus Hexaedern und Tetraedern zurückgegriffen. Dies hatte zum Vorteil, dass einerseits die komplexe Geometrie des Brenners sehr effizient beschrieben und andererseits die Anzahl der Gitterzellen und damit auch die Berechnungszeit noch recht gering gehalten werden konnte.

Da es aufgrund der Geometrie des zu berechnenden Bereiches möglich war, Symmetriestandbedingungen anzuwenden, konnte auf eine Vollsimulation verzichtet werden. Die Verwendung von Symmetriestandbedingungen hat den Vorteil, dass das zu simulierende Berechnungsgebiet geviertelt und somit die Anzahl der Gitterzellen erheblich reduziert werden konnte. Das dreidimensionale Berechnungsgitter des Referenzfalles wurde aus ca. 430.000 Zellen erstellt. In Abbildung 6.4 ist die Vernetzung des Berechnungsgebietes für den Brennernahbereich in zweidimensionaler Form dargestellt.

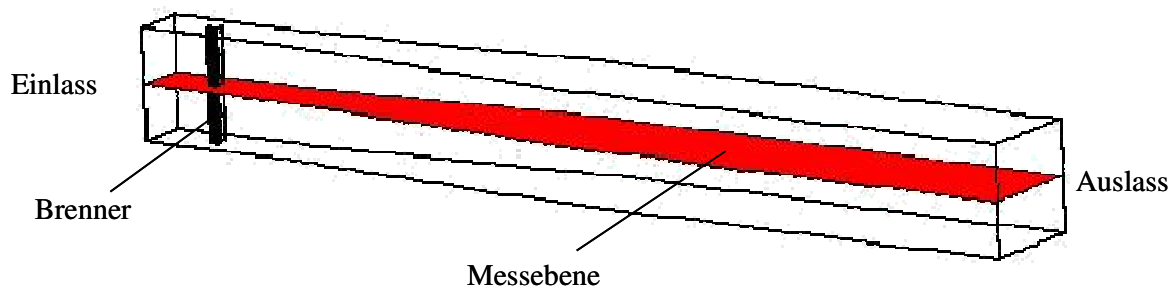


Abbildung 6.2: Simulierte Kanalstrecke

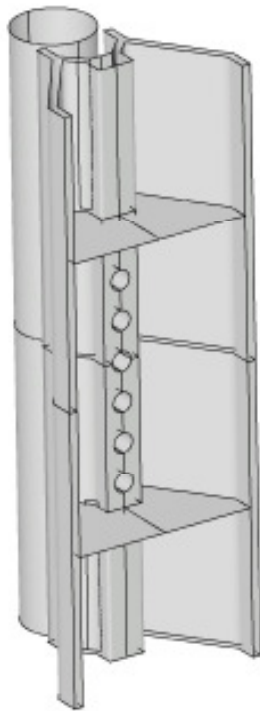


Abbildung 6.3: In Fluent dargestellter Originalbrenner

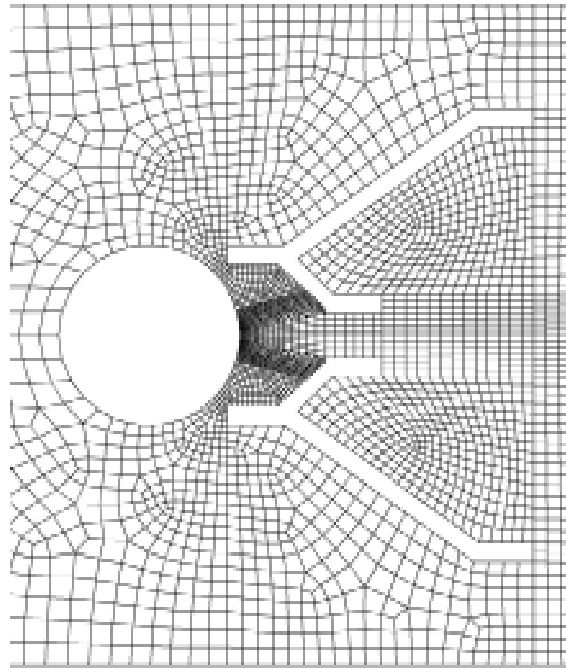


Abbildung 6.4: 2D-Darstellung des Berechnungsgitters im Brennernahbereich

Verwendete Modelle

Fluent bietet die Möglichkeit, aus einer Vielzahl von Modellen, mit denen die drei Hauptvorgänge Strömung, Reaktion und Wärmeübertragung beschrieben werden, zu wählen. In Tabelle 6.2 sind die in Fluent (Version 6.2) implementierten Modelle aufgeführt sowie die in dieser Arbeit verwendeten Teilmodelle durch Fettdruck gekennzeichnet.

Während für die Berechnung der Strömungs- und der Reaktionsvorgänge verschiedene Modelle zum Einsatz kamen, wurde zur Berechnung der Gasstrahlung nur das Discrete-Ordinates-Modell benutzt.

Für die NO_x -Berechnungen wurden die in Fluent angebotenen Zusatzmodelle zur Bestimmung des thermischen und prompten NO eingesetzt. Das thermische NO-Modell basiert auf dem erläuterten Zeldovich-Mechanismus. Das verfügbare Rechenmodell für die Bestimmung von promptem NO verwendet eine modifizierte Rechengleichung nach De Soete, die in Kapitel 4.2.6 angegeben ist.

Tabelle 6.2: Berechnungsmodelle

<p><u>Turbulenzmodelle</u></p> <p>Spalart-Allmaras-Modell</p> <p>Standard-k-ϵ-Modell</p> <p>Renormalization-Group-k-ϵ-Modell</p> <p>Realizable-k-ϵ-Modell</p> <p>Standard-k-ω-Modell</p> <p>Shear-Stress-Transport-k-ω-Modell</p> <p>Reynolds-Spannungs-Modell</p> <p>Large-Eddy-Simulation</p>	<p><u>Verbrennungsmodelle</u></p> <p>Finite-Rate-Modell</p> <p>Eddy-Dissipation-Modell</p> <p>Finite-Rate/Eddy-Dissipation-Modell</p> <p>Eddy-Dissipation-Concept</p> <p>Non-Premixed-Combustion-Modell</p> <p>Premixed-Combustion-Modell</p> <p>Partially-Premixed-Combustion-Modell</p> <p>Flamelet-Modell</p>
<p><u>Strahlungsmodelle</u></p> <p>P1-Modell</p> <p>Roseland-Modell</p> <p>Discrete-Transfer-Modell</p> <p>Discrete-Ordinates-Modell</p>	<p><u>NO_x-Modelle</u></p> <p>Thermisches NO</p> <p>Promptes NO</p> <p>Brennstoff NO</p> <p>Reburning</p>

Numerische Verfahren

In Fluent wird zur Diskretisierung der allgemeinen Transportgleichung die Finite-Volumen-Methode eingesetzt. Bei dieser Methode wird das gesamte Berechnungsgebiet in einzelne Kontrollvolumen zerlegt, die auch als Gitterzellen bezeichnet werden. Im dreidimensionalen Raum können die Gitterzellen durch Hexaeder oder Tetraeder dargestellt werden, wobei jede Zelle mit entsprechenden Nachbarzellen verknüpft sein muss. Die Erhaltungsgleichungen der einzelnen Transportgrößen werden numerisch in jeder Gitterzelle gelöst. Dabei werden die skalaren Größen wie Druck, Dichte, Temperatur, Mischungsbruch und Turbulenzparameter im Zellenzentrum und die vektoriellen Größen wie die Geschwindigkeitskomponenten um einen halben Zellenabstand in jede Koordinatenrichtung versetzt betrachtet.

Für die iterative numerische Lösung werden die partiellen Differentialgleichungen über die einzelnen Kontrollvolumen integriert. Die Überführung der Transportgleichungen integraler Form in analytische Gleichungen kann nach verschiedenen Diskretisierungsansätzen erfolgen [127], wobei zur Minimierung rein numerischer Fehler die Nutzung komplexer Diskretisierungsmethoden hoher Ordnung zu empfehlen ist [128].

In dieser Arbeit wurde bei der Diskretisierung der konvektiven und diffusiven Flüsse das Upwind-Verfahren zweiter Ordnung [129] verwendet. Für die Druck-Geschwindigkeits-Kopplung wurde das PISO-Verfahren [130] benutzt.

Randbedingungen

Zu den Randbedingungen der numerischen Simulation gehören unter anderem die Rechenparameter, die auch als Eintritts- oder Einlassbedingungen bezeichnet werden, sowie die physikalischen Eigenschaften der Fluide.

Zu den physikalischen Eigenschaften der Fluide zählen die Dichte, die Viskosität, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität, die je nach Verbrennungsmodell entweder nach dem Mischungs- oder dem inkompressiblen, idealen Gasgesetz berechnet werden.

Bei Einsatz des Eddy-Dissipation Modells werden diese temperaturabhängigen Zustandsgrößen für jede einzelne Komponente (CH_4 , O_2 , CO_2 , CO , N_2 und H_2O) bestimmt. In dieser Arbeit wurden diese Werte nach folgender Formel berechnet

$$y(t) = \sum_i A_i \cdot T^i \quad (\text{Gl. 6.2})$$

Die verwendeten Koeffizienten zur Bestimmung der Zustandsgrößen wurden der einschlägigen Literatur entnommen. Beispielhaft sind in Tabelle 6.3 die Koeffizienten zur Bestimmung der c_p -Werte aufgeführt.

Tabelle 6.3: Koeffizienten der einzelnen Gaskomponenten nach [131] zur Bestimmung der c_p -Werte

	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
CH₄	$2,005 \cdot 10^3$	$-6,814 \cdot 10^{-1}$	$7,086 \cdot 10^{-3}$	$-4,714 \cdot 10^{-6}$	$8,513 \cdot 10^{-10}$		
O₂	$8,763 \cdot 10^2$	$1,228 \cdot 10^{-1}$	$5,583 \cdot 10^{-4}$	$-1,202 \cdot 10^{-6}$	$1,147 \cdot 10^{-9}$	$-5,124 \cdot 10^{-13}$	$8,566 \cdot 10^{-17}$
CO₂	$5,354 \cdot 10^2$	1,279	$-5,468 \cdot 10^{-4}$	$-2,382 \cdot 10^{-7}$	$1,892 \cdot 10^{-10}$		
CO	$1,047 \cdot 10^3$	$-1,568 \cdot 10^{-1}$	$5,399 \cdot 10^{-4}$	$-3,011 \cdot 10^{-7}$	$5,050 \cdot 10^{-11}$		
N₂	$1,027 \cdot 10^3$	$2,162 \cdot 10^{-2}$	$1,486 \cdot 10^{-4}$	$-4,484 \cdot 10^{-8}$			
H₂O	$1,938 \cdot 10^3$	-1,181	$3,644 \cdot 10^{-3}$	$-2,863 \cdot 10^{-6}$	$7,596 \cdot 10^{-10}$		

Für die Bestimmung der turbulenten kinetischen Energie k muss die Turbulenzintensität I_t und für die Dissipation ε der hydraulische Durchmesser d_h angegeben werden. Während der hydraulische Durchmesser sich relativ einfach nach

$$d_h = \frac{4A}{U} \quad (\text{Gl. 6.3})$$

bestimmen lässt, wird die Turbulenzintensität entweder experimentell ermittelt oder abgeschätzt. In der Regel liegen die Werte für die Turbulenzintensität zwischen 1 und 10 % [132]. Nachdem Vergleichsrechnungen mit Variation der Turbulenzintensität gezeigt haben, dass dieser Parameter einen zu vernachlässigenden Einfluss auf das Ergebnis hat, wurden alle weiteren Berechnungen mit einer Intensität $I_t = 10 \%$ durchgeführt.

Auf die Rechenparameter sowie auf Besonderheiten der jeweiligen Randbedingungen wird in den zugehörigen Kapiteln eingegangen. Die jeweiligen Rechenparameter sind, wie die Betriebsparameter bei den Messungen, in tabellarischer Form aufgeführt.

7 Darstellung der Untersuchungsergebnisse

Die Beschreibung der Untersuchungsergebnisse und der daraus gewonnenen Erkenntnisse in diesem Kapitel orientiert sich an der zeitlichen Abfolge der durchgeführten Messungen und Rechnungen. Da die graphische Darstellung aller Ergebnisse aufgrund des sehr umfangreichen Untersuchungsprogramms nicht sinnvoll ist, werden hier nur die für die Beschreibung relevanten Abbildungen gezeigt. Der Anhang stellt alle Ergebnisse in ausführlicher Form dar.

7.1 Messergebnisse

Die experimentellen Untersuchungen wurden primär durchgeführt, um die Einsatzfähigkeit der numerischen Simulation zu prüfen und anhand der Messergebnisse eine Validierung des Berechnungsmodells zu ermöglichen. Um darüber hinaus einen Überblick über das Verbrennungsverhalten des Kanalbrenners bei verschiedenen Betriebsarten zu geben, werden die Ergebnisse der Messungen, die mit dem Original- und Modellbrenner an der Kanalbrennerversuchsstrecke durchgeführt wurden, nachfolgend beschrieben und dargestellt. Zuerst werden die beiden Betriebsarten GT- und FL-Betrieb gegenübergestellt. Anschließend erfolgt ein Vergleich zwischen Modell- und Originalbrenner (Brennerbild: siehe Abbildung 5.4 in Kapitel 5.2).

Graphisch dargestellt sind für alle Messgrößen jeweils die auf der Mittelachse (axial) sowie die ersten sechs über die Kanaltbreite (vertikal) gemessenen Profilverläufe (siehe Abbildung 7.1, Anmerkung: Für den Modellbrenner konnten bei $x/d = 44,2$ aufgrund fehlender Öffnungen keine Werte gemessen werden. Die Vergleichswerte für diese Position wurden daher interpoliert). Zur besseren Veranschaulichung sind die einzelnen Messwerte durch Trendkurven verbunden. Neben den Profildarstellungen werden zudem die entsprechenden 2-dimensionalen Temperatur- und Gaskonzentrationsverteilungen (Konturplots) aufgeführt, die mit dem Programm Origin mittels linearer Interpolation aus den einzelnen Messpunkten erstellt wurden. Die Kanalbereiche, die durch die farblichen Konturplots dargestellt werden, entsprechen den in Abbildung 7.1 grau hinterlegten Messbereichen (für den Originalbrenner bis 700 mm und für Modellbrenner bis 404 mm, entspricht für beide Brenner einem $x/d = 58,3$).

Die Konturplots geben einen ersten Eindruck und einen schnellen Überblick der Ergebnisse. Zur detaillierteren Auswertung sollten die Profilverläufe betrachtet werden.

Zum besseren Verständnis werden die Gase vor der ZSF, die im GT-Betrieb als Sauerstoffträger für die Kanalbrennerfeuerung dienen, nachfolgend als GT-Abgase (Gasturbinenabgase), jene nach der ZSF als KB-Abgase (Kanalbrennerabgase), bezeichnet. In den Tabellen werden diese mit GTA bzw. KBA abgekürzt.

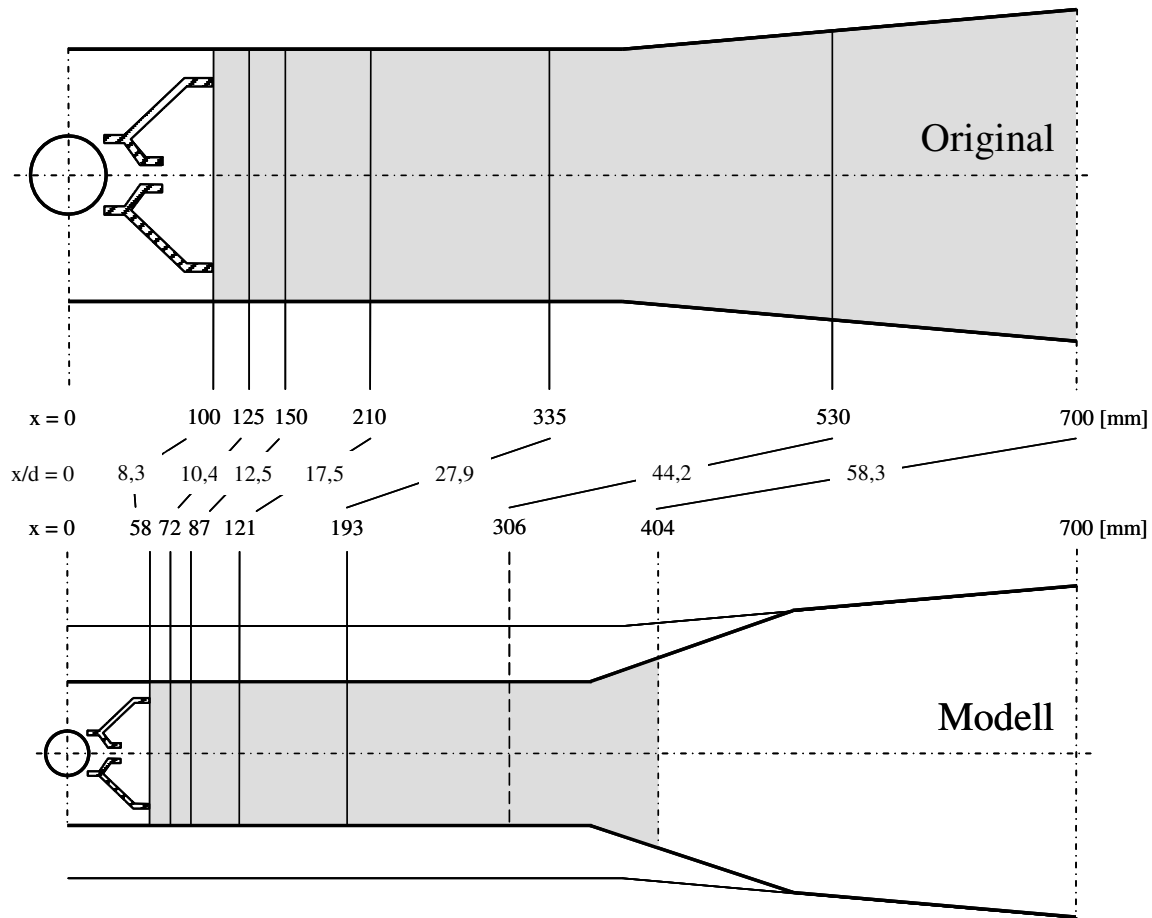


Abbildung 7.1: Für die Profildarstellungen ausgewählte Messpositionen und Darstellungsbereiche der 2-dimensionalen Temperatur- und Gaskonzentrationsverteilungen (grauer Bereich)

7.1.1 Vergleich der Messergebnisse des GT- und FL-Betriebes

Die Messungen wurden mit dem Originalbrenner durchgeführt. Als Brenngas wurde Erdgas H mit einem Heizwert von $H_u \approx 10,67 \text{ kWh/m}^3$ und einem Luftbedarf von $10,2 \text{ m}^3_{\text{Luft}} / \text{m}^3_{\text{Erdgas}}$ (entspricht $2,14 \text{ m}^3_{\text{O}_2} / \text{m}^3_{\text{Erdgas}}$) eingesetzt. Die über den Brennstoff eingebrachte Leistung betrug 150 kW ($14 \text{ m}^3_{\text{n}}/\text{h}$ Erdgas). Hierbei wurde das Erdgas mit einer Geschwindigkeit von ca. 177 m/s in die Vormischkammer eingedüst.

Die weiteren Regelgrößen der Anlage, mit denen direkt Einfluss auf die Betriebsgrößen genommen werden konnte, wurden derart eingestellt, dass zum einen die Eintrittsgrößen – hier speziell die Temperatur und die Zusammensetzung des GT-Abgases – und zum anderen die Temperaturen des Abgases nach der ZSF, den Werten an einer industriellen Anlage ähnlich sind. Bei modernen Gasturbinen betragen der Sauerstoffgehalt zwischen 12 und 15 Vol.-% und die GT-Abgastemperaturen vor den Zusatzbrennern zwischen 450 und $650 \text{ }^\circ\text{C}$. Durch die Zusatzbrenner wird der anströmende Gasvolumenstrom auf die für die Dampf- oder Heißwassererzeugung erforderliche Temperatur von 800 bis $950 \text{ }^\circ\text{C}$ aufgewärmt. Die Betriebsgrößen, mit denen der Brenner im GT- und FL-Betrieb an der Versuchsanlage gefahren wurde, sind in Tabelle 7.1 aufgeführt.

Tabelle 7.1: Betriebsparameter für den GT- und FL-Betrieb

	\dot{V}_{Gas} [m _n ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{GTA} [m _n ³ /h]	v_{GTA} [m/s]	T_{GTA} [°C]	$\text{O}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{CO}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{NO}_{x, \text{GTA}}$ [ppm]	λ_{ZSF} [-]
GT-Betrieb	14	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	17	4,1
	\dot{V}_{Gas} [m _n ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{Luft} [m _n ³ /h]	v_{Luft} [m/s]	T_{Luft} [°C]	$\text{O}_{2, \text{Luft}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{CO}_{2, \text{Luft}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{NO}_{x, \text{Luft}}$ [ppm]	λ_{ZSF} [-]
FL-Betrieb	14	177	415	2,1 / 6,6	20	20,9	0	0	2,9

Für den GT-Betrieb wurde eine Abgasmenge von 850 m_n³/h rezirkuliert. Auf den Brennstoff bezogen ergibt sich hieraus ein Abgas-Brennstoff-Verhältnis von > 60 und bei einem Sauerstoffanteil von 14,6 Vol.-% im trockenen GT-Abgas eine Luftzahl von 4,1. Der Kohlendioxidanteil im GT-Abgas beträgt 3,7 Vol.-% (37.000 ppm) und die Stickoxidkonzentration 17 ppm. Für den FL-Betrieb wurde eine Luftmenge von 450 m_n³/h zugeführt. In diesem Fall liegt das Luft-Brennstoff-Verhältnis bei ca. 30, die Luftzahl bei 2,9.

Der GT-Abgastemperatur von 530 °C entsprechend wurde für den GT-Betrieb im Kanal vor dem Brenner (Grundströmung) eine Geschwindigkeit von 11,3 m/s und, wenn der Volumenstrom, der durch die Spalte gesaugt wird, vernachlässigt wird, neben dem Brenner (zwischen Brenner und Kanalwand) eine Geschwindigkeit von ca. 36 m/s berechnet. Im FL-Betrieb betragen die Geschwindigkeiten aufgrund des geringeren Volumenstroms und der niedrigeren Temperatur (20 °C Luft) nur noch 2,1 bzw. ca. 6,6 m/s und liegen damit um den Faktor 5 bis 5,5 unter denen des GT-Betriebes.

Der Impulsstrom berechnet sich aus dem Volumenstrom, der Dichte und der Geschwindigkeit. Bezogen auf das von hinten anströmende Medium ergibt sich ein Impulsstrom, der im GT-Betrieb ca. 11-fach höher als im FL-Betrieb ist.

Wie oben aufgeführt, tritt der Brennstoff mit hoher Geschwindigkeit aus dem Gasrohr aus und saugt durch seine Injektorwirkung einen Teilstrom des von hinten anströmenden Gases (hier: GT-Abgas oder Luft) in die Vormischkammer ein. Die restlichen Gase werden um den Brenner geführt und erst in einer sogenannten zweiten Stufe zugemischt und verbrannt. Der Volumenstrom, der durch die beiden Brennerspalten in die Vormischkammer gesaugt wird, konnte messtechnisch nicht bestimmt werden. Es wird jedoch davon ausgegangen, und die späteren Berechnungen belegen dies, dass die Sauerstoffmenge in der Vormischdüse und somit auch der Brennstoffanteil, der in der Primärflamme umgesetzt werden könnte, im GT- und im FL-Betrieb unterschiedlich hoch ist. Der Sauerstoffvolumenstrom, der zur vollständigen Verbrennung des Brennstoffes über das GT-Abgas bzw. die Luft zugeführt wird, beträgt im GT-Betrieb 124,1 m_{O₂}³ /h und im FL-Betrieb 87,2 m_{O₂}³ /h.

Visuelle Betrachtung

In der Aufheizphase, in der die Anlage und die Kanalwände noch nicht ihre stationären Temperaturen erreicht hatten, konnte die Flamme noch mit dem bloßen Auge erfasst werden. Die Beobachtungen, die bei der Draufsicht auf den Brenner gemacht wurden, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Im GT-Betrieb stabilisierte sich die Flamme an den beiden äußeren Kanten des Kanalbrenners. Das Flammenbild in dieser Betriebsweise war gekennzeichnet durch zwei stark ausgeprägte, deutlich zu erkennende Reaktionszonen an den äußeren Brennerkanten, die nach einer gewissen axialen Weglänge zu einer Reaktionszone verschmolzen. Nach Umschalten vom GT-Betrieb in den FL-Betrieb änderte sich die Flammenstruktur und Flammenintensität in der Form, dass die Flamme deutlich länger und das Flammenleuchten speziell im vorderen Flammenbereich erheblich schwächer wurde. Darüber hinaus schien sich die Flamme nicht mehr an den äußeren Brennerkanten, sondern zunächst an der Kante der Vormischdüse zu stabilisieren (Prinzipskizze des Brenners: siehe Abbildung 5.3 in Kapitel 5.2), wodurch die Flamme zugleich schmaler wirkte. Mit steigender Brennkammertemperatur konnte eine verstärkte Reaktion im hinteren Kanalbereich ($x > 250$ mm) beobachtet werden, wodurch der Eindruck entstand, die Flamme würde abheben und nicht mehr an der Vormischdüse anliegen.

Nachfolgend werden die visuellen Beobachtungen durch die 2-dimensionalen Temperatur- und Konzentrationsverteilungen belegt.

Abgasanalyse und Feldmessung

Die für den Vergleich zwischen GT- und FL-Betrieb erstellten Graphiken (alle Profilverläufe und Konturverteilungen) sind im Anhang unter Kapitel 10.1 (Abbildung 10.1 bis Abbildung 10.10) zu finden. Bei den Profildarstellungen entsprechen die durchgezogenen Linien dem FL-Betrieb, die gestrichelten Linien geben die Ergebnisse des GT-Betriebes wieder. Die Angabe des Längenmaßes in x-Richtung in den einzelnen Diagrammen gibt den Abstand zum Mittelpunkt des Gaszuführungsrohres in mm an.

In Tabelle 7.2 sind die wesentlichen Unterschiede zusammengefasst, die zwischen dem GT- und FL-Betrieb festgestellt werden konnten. Aufgeführt sind die maximal in der Messebene detektierten Temperaturen und Kohlenmonoxidkonzentrationen, die Flammenlängen sowie die Ergebnisse der KB-Abgasanalyse. In der Tabelle angegeben sind die über die Traverse $x = 2385$ mm gemittelten Messwerte. Die unter dem Begriff NO_x aufgeführten Werte enthalten die gemessenen NO- und NO_2 -Emissionen, die hier nicht separat aufgeführt werden. Die Umrechnung des in [ppm] gemessenen NO_x -Wertes in $[\text{mg}/\text{m}^3]$ bezogen auf 15 Vol.-% O_2 , tr. erfolgte nach folgender Formel:

$$\text{NO}_x [\text{mg}/\text{m}^3 \text{ bei } 15 \% \text{ O}_2] = \frac{\text{O}_{2,\text{Luft}} - 15}{\text{O}_{2,\text{Luft}} - \text{O}_{2,\text{Messwert}}} \frac{M_{\text{NO}_2}}{V_{\text{m},\text{NO}_2}} \text{NO}_{x, \text{Messwert}} [\text{ppm}] \quad (\text{Gl. 7.1})$$

mit $M_{\text{NO}_2} = 46,008 \text{ kg}/\text{kmol}$

und $V_{\text{m},\text{NO}_2} = 22,4 \text{ m}^3/\text{kmol}$

Tabelle 7.2: Messwerte des GT- und FL-Betriebes

	T_{\max} [°C]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	$O_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]	$CO_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]	$NO_{x, KBA}$ [ppm]	$NO_{x, KBA}$ [mg/m ³ bei 15 % O ₂]
GT-Betrieb	1305	49.000	530	925	10,8	5,9	28	34
FL-Betrieb	1373	68.000	885	855	14,3	3,9	40	78

Für den GT-Betrieb ergab sich eine Abgastemperatur nach der ZSF von 925 °C und ein Restsauerstoffgehalt von 10,8 Vol.-%, tr. Für den FL-Betrieb stellte sich bei einem Restsauerstoffanteil von 14,3 Vol.-%, tr. mit 855 °C eine um ca. 70 °C niedrigere Abgastemperatur ein.

Der Kohlendioxidanteil stieg im GT-Betrieb durch die ZSF von 3,7 auf 5,9 Vol.-%, tr. Im FL-Betrieb betrug der Kohlendioxidanteil 3,9 Vol.-% im trockenen Abgas. Der eingebrachte Brennstoff wurde der Abgasanalyse entsprechend in beiden Betriebsfällen vollständig umgesetzt. Weder Methan- noch Kohlenmonoxidanteile wurden am Ende der Versuchsstrecke mit den entsprechenden Messgeräten (Genauigkeit für Methan ± 150 ppm, Genauigkeit für Kohlenmonoxid $\pm 7,5$ ppm) detektiert.

Im KB-Abgas wurde für den GT-Betrieb ein NO_x -Wert von 28 ppm gemessen. Dies entspricht – ausgehend von einem NO_x -Gehalt von 17 ppm im GT-Abgas – einer NO_x -Erhöhung von 11 ppm durch die ZSF. Der Vergleichswert im FL-Betrieb liegt bei 40 ppm und ist damit um das 3,5-fache höher. Werden nicht die NO_x -Differenzen zwischen Eintritt und Austritt, sondern nur die Emissionen nach der ZSF betrachtet, so entsprechen diese Werte – bezogen auf den Referenzsauerstoffgehalt von 15 % im trockenen Abgas – einer Verdoppelung der NO_x -Emissionen beim Umschalten vom GT- zum FL-Betrieb.

In Abbildung 7.2 sind die über die Kanalbreite gemessenen CO-Konzentrationen dargestellt. Die abgebildeten Profilverläufe lassen sich wie folgt beschreiben: Von der Position $x = 100$ mm ausgehend zeichnen sich die Profile des GT-Betriebes bis zur Messposition $x = 210$ mm durch zwei deutlich ausgeprägte Maxima und einem relativen Minimum auf der Mittelachse aus. Zwischen $x = 210$ mm und $x = 335$ mm gehen die beiden Maxima zu einem Gesamtmaximum über. Die höchsten CO-Konzentrationen wurde mit 49.000 ppm auf Höhe der Brennerkanten ($y = \pm 60$ mm) bei $x = 100$ mm gemessen. Auch im FL-Betrieb sind bis ca. $x = 210$ mm die Profile durch zwei Maxima gekennzeichnet, die bei $x = 335$ mm zu einem Gesamtmaximum übergehen. Allerdings sind die Profile im Bereich bis $x = 210$ mm wesentlich schmaler und auch die bei $x = 100$ gemessenen CO-Konzentrationen sind in dieser Betriebsweise deutlich niedriger. Während im GT-Betrieb von den maximalen CO-Werten ausgehend die CO-Konzentrationen mit steigendem Brennerabstand abnehmen, kommt es im FL-Betrieb bis $x = 335$ mm zunächst zu einem Anstieg der CO-Konzentration auf 68.000 ppm und erst dann zu einem CO-Abbau.

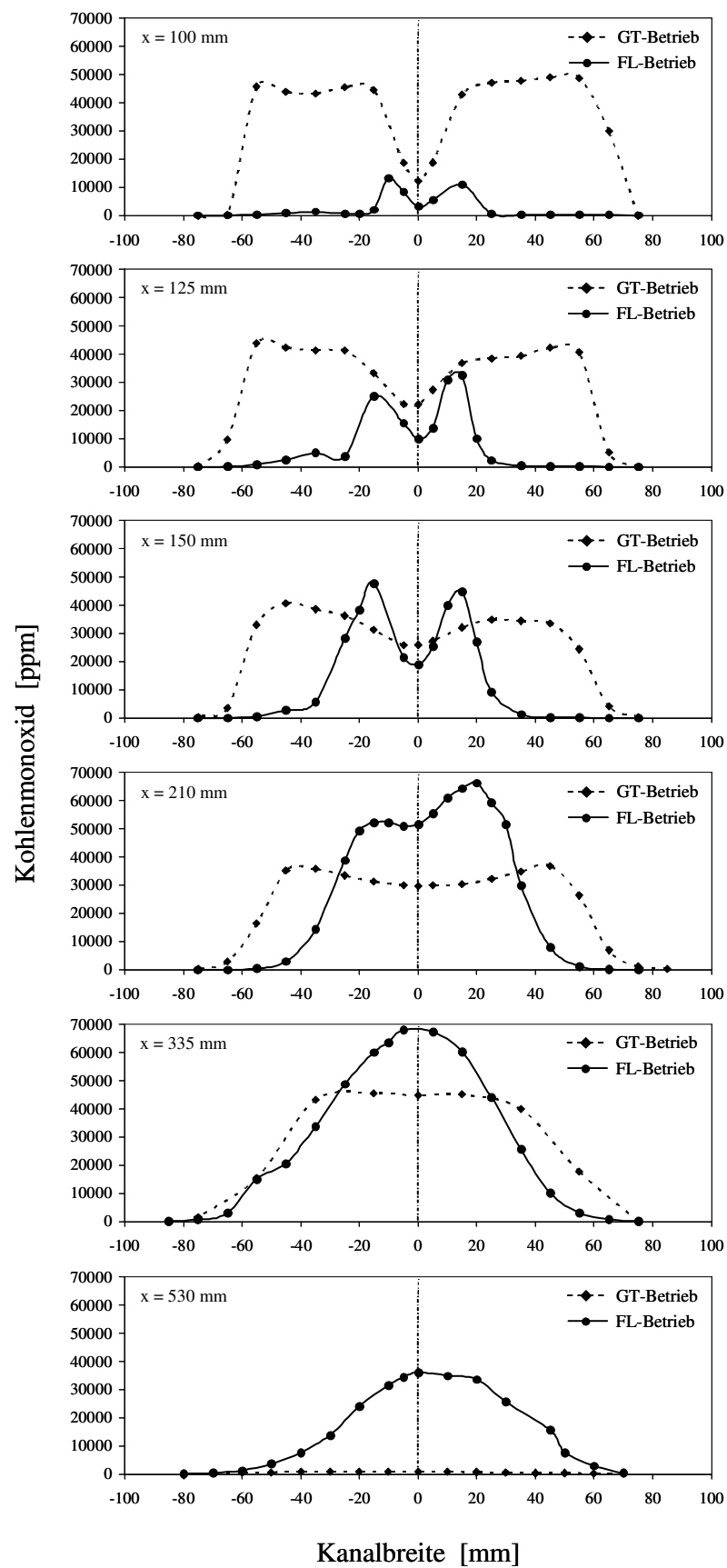


Abbildung 7.2: Vergleich der entlang der Kanalstrecke gemessenen Kohlenmonoxidprofile des GT- und FL-Betriebes

Zur Bestimmung der Flammenlänge wurde die 2000 ppm CO-Grenze als Indikator verwendet. Werden CO-Konzentration > 2000 ppm gemessen, so wird dieser Bereich als Flammenbereich definiert. Erst wenn CO-Werte < 2000 ppm detektiert werden, kann von einer Messposition außerhalb der Flamme ausgegangen werden. Abbildung 7.3 zeigt die CO-Verteilung im Darstellungsbereich bis 2000 ppm. Der Unterschied in der Flammenlänge beträgt nach dieser Abbildung ca. 355 mm. Im GT-Betrieb hatte die Flamme eine Länge von ca. 530 mm und im FL-Betrieb von ca. 885 mm.

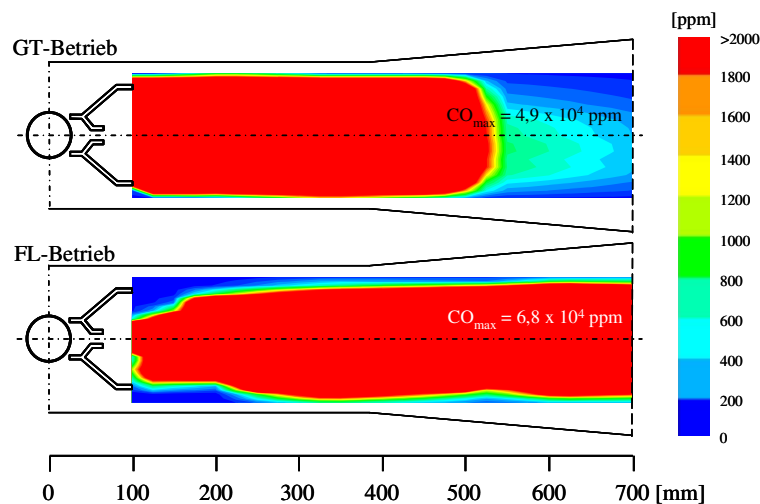


Abbildung 7.3: Vergleich der gemessenen Kohlenmonoxidverteilung des GT- und FL-Betriebes im Darstellungsbereich bis 2000 ppm

Abbildung 7.4 stellt ebenfalls die CO-Konzentrationen als 2-dimensionale Konturplots dar, wobei in dieser Illustration der Maximalwert des jeweiligen Betriebsfalles als Darstellungsbereich verwendet wurde. Durch diese Darstellungsweise sind die jeweiligen Reaktionszonen deutlich zu erkennen und bestätigen die oben beschriebenen visuellen Beobachtungen.

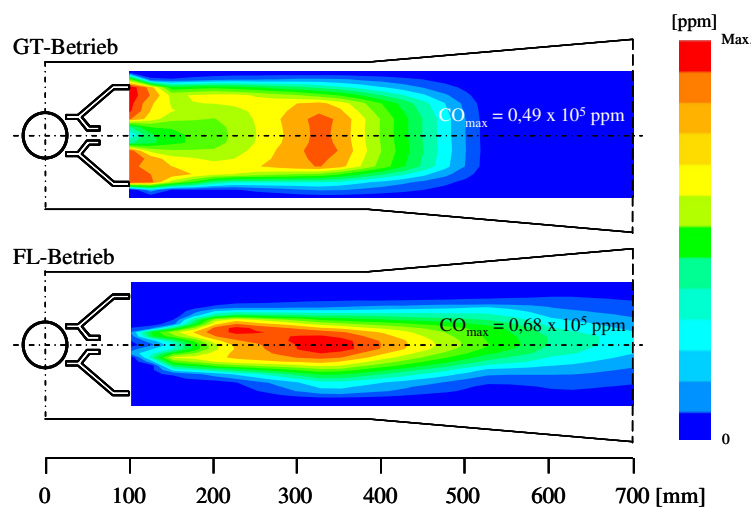


Abbildung 7.4: Vergleich der gemessenen Kohlenmonoxidverteilung des GT- und FL-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

Die NO_x -Bildung hängt im entscheidenden Maße von der Flammentemperatur und dem Temperaturniveau im Feuerraum ab. So setzt eine nennenswerte thermische NO_x -Bildung erst bei Temperaturen über 1300°C ein; die Bildungsrate nimmt mit der Temperatur exponentiell zu.

Die Temperaturen und Stickoxide, die beim GT- und FL-Betrieb in der Kanalstrecke gemessen wurden, sind in Abbildung 7.5 bis Abbildung 7.8 aufgeführt. Anhand der dargestellten Temperaturprofile ist ersichtlich, dass beim GT-Betrieb im nahezu gesamten Messbereich die Temperaturen unterhalb 1300°C liegen. Daraus resultieren relativ geringe NO_x -Konzentrationen (18 bis 42 ppm). Die höchste Flammentemperatur, die im GT-Betrieb erfasst wurde, beträgt 1305°C und wurde an der Öffnung $x = 335\text{ mm}$ gemessen. Die entsprechende Temperatur für den FL-Betrieb liegt ca. 70°C höher und wurde bei $x = 530\text{ mm}$ mit ca. 1373°C bestimmt. In diesem Bereich wurden auch die mit 69 ppm höchsten NO_x -Konzentrationen gemessen.

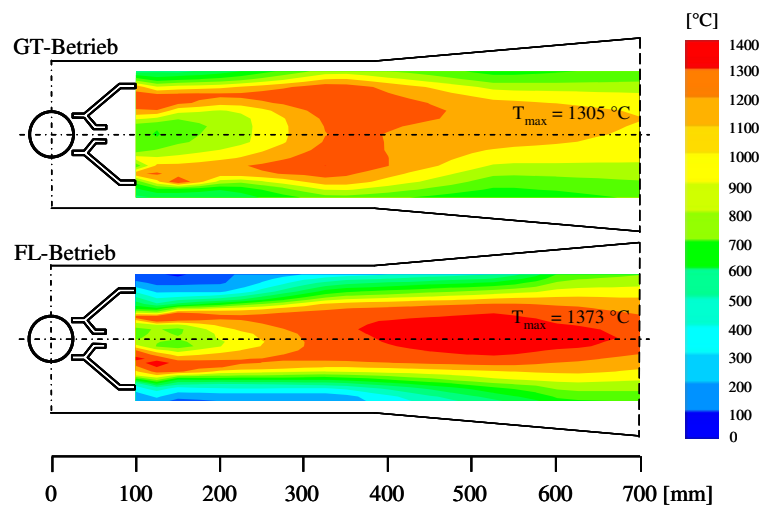


Abbildung 7.5: Vergleich der gemessenen Temperaturverteilung des GT- und FL-Betriebes

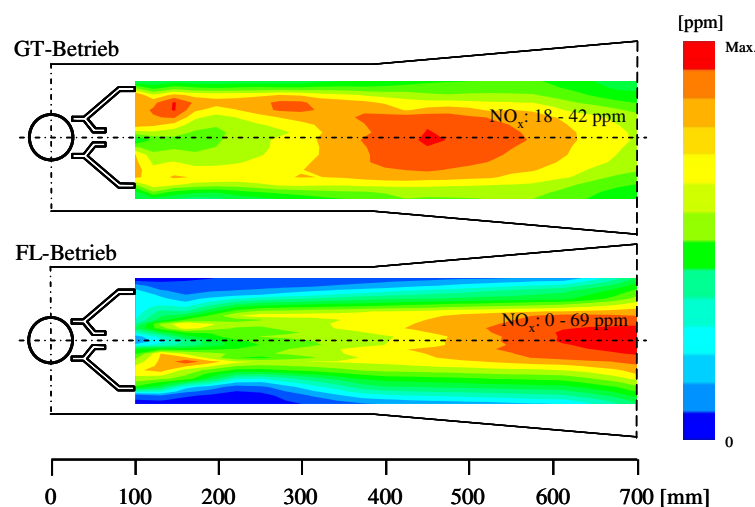


Abbildung 7.6: Vergleich der gemessenen Stickoxidverteilung des GT- und FL-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

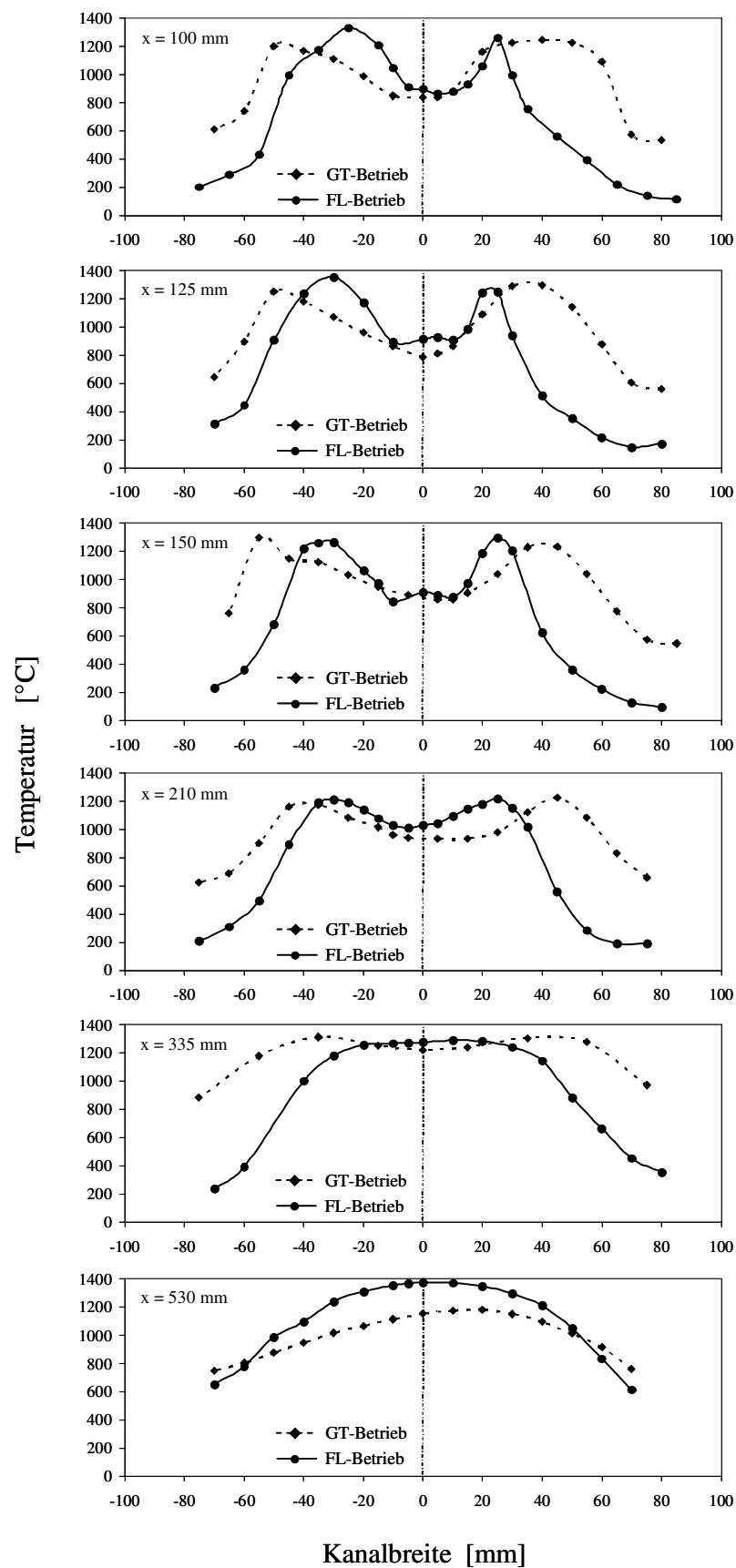


Abbildung 7.7: Vergleich der entlang der Kanalstrecke gemessenen Temperaturprofile des GT- und FL-Betriebes

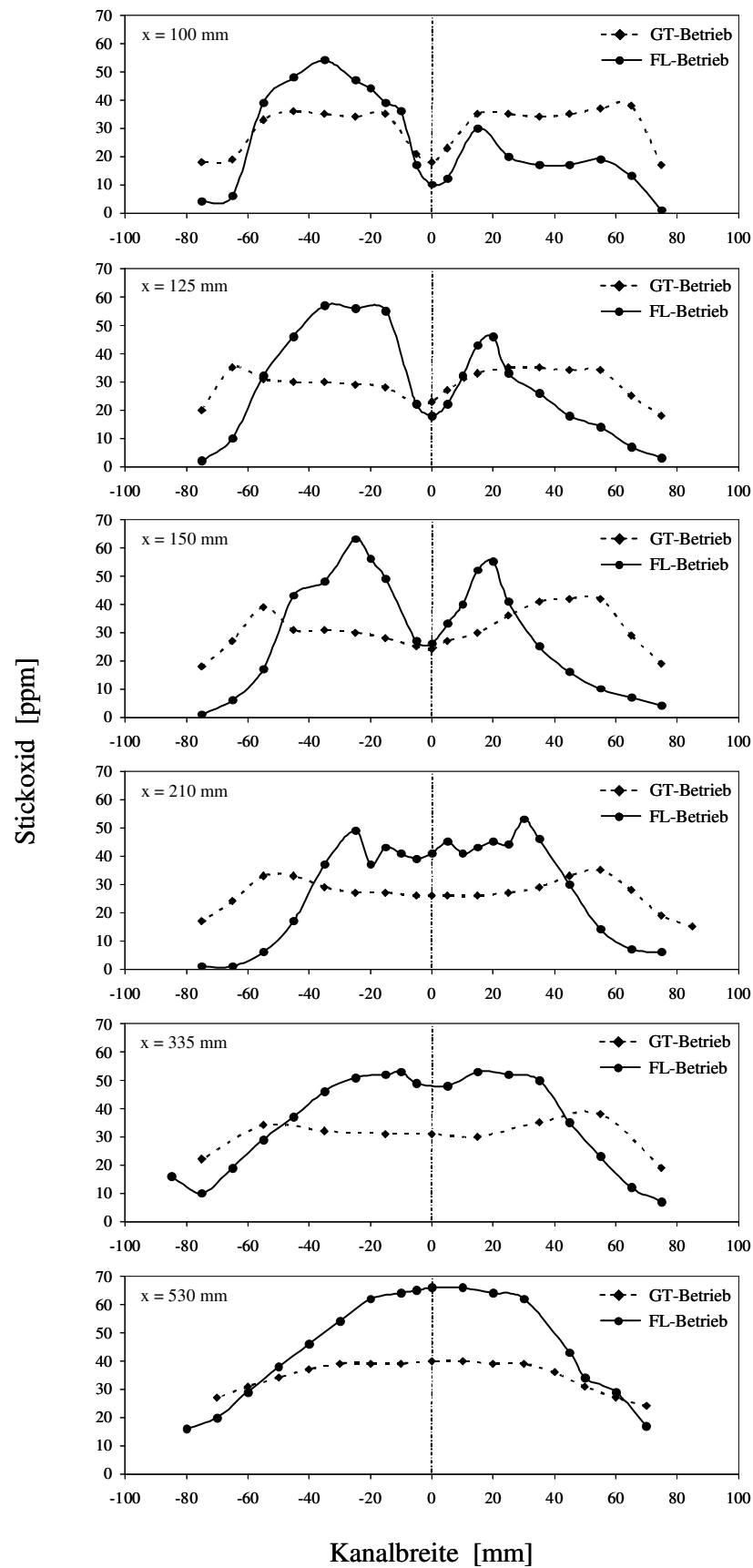


Abbildung 7.8: Vergleich der entlang der Kanalstrecke gemessenen Stickoxidprofile des GT- und FL-Betriebes

Die 2-dimensionalen Sauerstoff-, Kohlendioxid- und Methanverteilungen des GT- und FL-Betriebes sind in Abbildung 7.9 bis Abbildung 7.11 gegenübergestellt. Der Darstellungsbe- reich (Legende) für die Methanverteilung ist hierbei auf 5 Vol.-%, tr. begrenzt worden, da höhere Methanwerte mit dem Messgerät nicht detektiert werden konnten. Die Darstel- lungsbereiche für die Temperatur und für die anderen Spezies wurden hingegen durch die gemessenen Werte festgelegt.

Den Konturplots folgend sind in Abbildung 7.12 die auf der Mittelachse gemessenen Tem- peratur- und Konzentrationsprofile dargestellt.

Zusammenfassung

Gegenüber dem FL-Betrieb zeichnet sich der GT-Betrieb dadurch aus, dass bei gleichem Brennstoffeinsatz eine höhere Abgastemperatur bei gleichzeitig niedrigeren NO_x - Konzentrationen erreicht wird. Ein weiterer Vorteil des GT-Betriebes ist die kürzere Flamme sowie die etwas geringere Flammentemperatur.

Aufgrund der vielen Betriebsparameter, die bei der Umstellung vom GT-Betrieb in den FL- Betrieb gleichzeitig verändert werden mussten, ist es schwierig, eindeutige Aussagen über die Ursachen (Selektion der betriebsrelevanten Parameter) der genannten Unterschiede zu treffen, so dass zu diesem Zeitpunkt nur Annahmen gemacht werden können. Die Überprü- fung der nachfolgend aufgeführten Annahmen bzw. die Selektion der Parameter, die einen entscheidenden Einfluss auf die Flammenlänge und Flammentemperatur sowie auf die NO_x -Bildung haben, erfolgt in den Kapiteln 7.5 und 7.6.

Die kürzere Flamme im GT-Betrieb lässt sich beispielsweise durch die höhere GT- Abgasgeschwindigkeit und den höheren GT-Abgasimpuls, die ca. 5 bzw. 11-fach höher als die entsprechenden Werte für Luft sind, und der damit verbundenen höheren Turbulenz erklären. Die höhere Turbulenz führt zu einer besseren Vermischung des Brennstoffes mit dem Oxidator und – unterstützt durch den höheren Sauerstoffvolumenstrom – zu einer schnelleren Umsetzung und damit zu einer kürzeren Flamme.

Die unterschiedlichen Temperaturen und Stickoxide können u. a. durch das vorhandene Inertgas im GT-Abgas begründet werden. Das Inertgas hat eine gewisse Kühlwirkung und bewirkt somit eine Verringerung der Flammentemperatur und eine Minderung der NO_x - Bildung. Darüber hinaus wird angenommen, dass durch den hohen Impuls des GT-Abgases nicht nur das GT-Abgas (Abgas vor der ZSF) selbst, sondern auch das KB-Abgas rezirkuliert und damit eine weitere Verdünnung durch bereits umgesetzte Produkte erreicht wird. Da die sogenannte verdünnte Verbrennung eine Verringerung des Sauerstoffpartialdrucks und der Reaktionsintensität zur Folge hat, ließen sich somit die geringeren Maximalwerte der CO-Messung begründen.

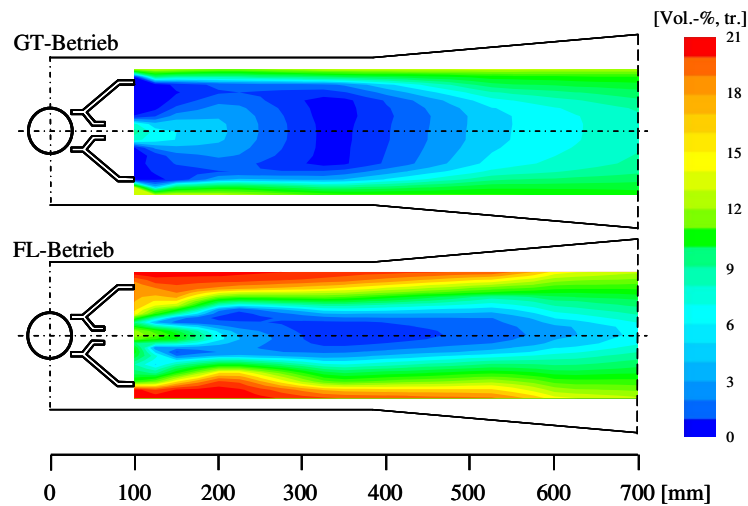


Abbildung 7.9: Vergleich der gemessenen Sauerstoffverteilung des GT- und FL-Betriebes

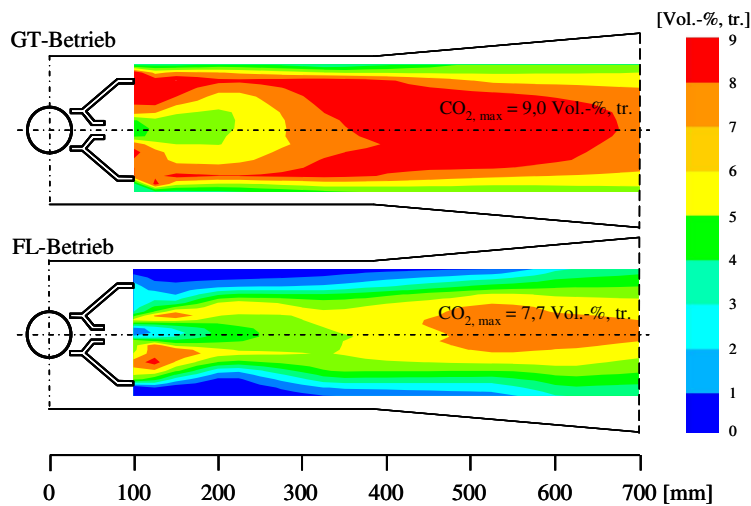


Abbildung 7.10: Vergleich der gemessenen Kohlendioxidverteilung des GT- und FL-Betriebes

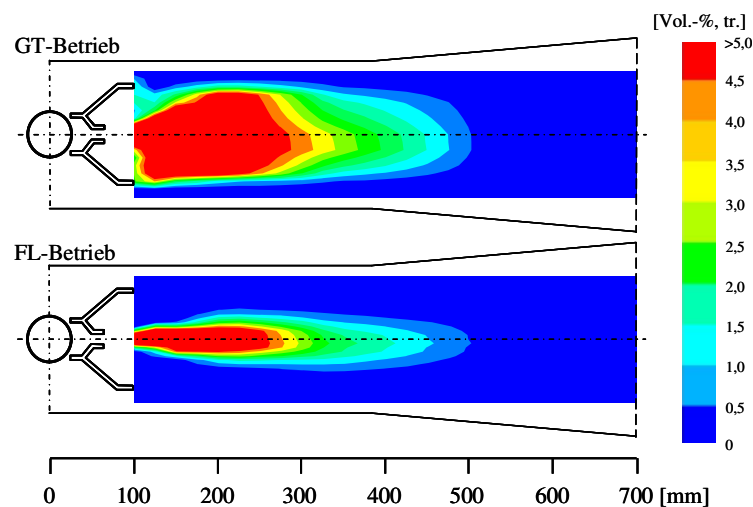


Abbildung 7.11: Vergleich der gemessenen Methanverteilung des GT- und FL-Betriebes

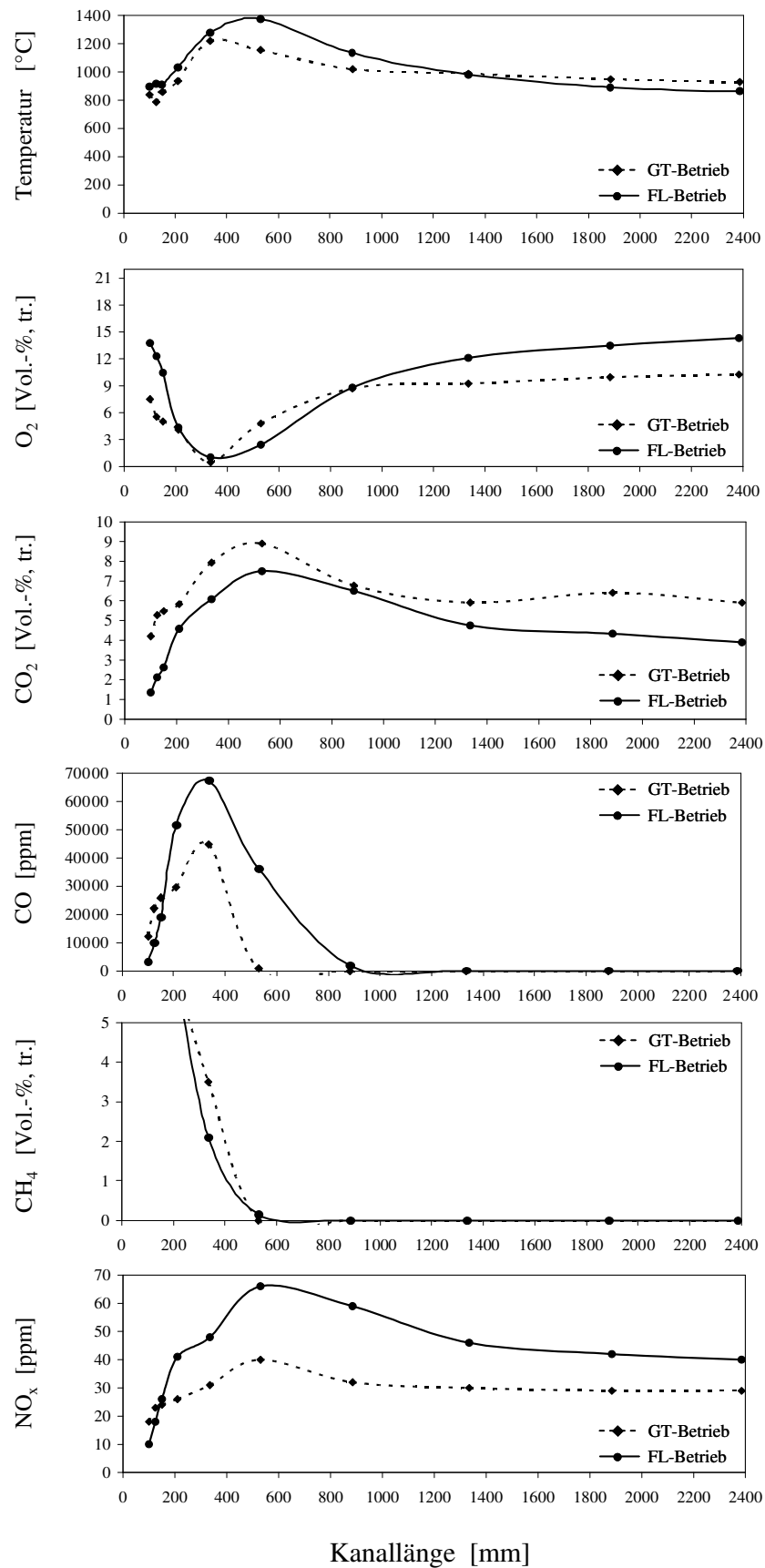


Abbildung 7.12: Vergleich der auf der Mittelachse gemessenen Temperatur- und Konzentrationsprofile des GT- und FL-Betriebes

7.1.2 Vergleich der Messergebnisse des Original- und Modellbrenners

Obwohl bei den Untersuchungen nur ein einzelner Brenner statt eines gesamten Brenner-netzes (Kanalbrennersystem: siehe Abbildung 5.4 in Kapitel 5.2), bestehend aus vielen Einzelbrennern, verwendet wurde, kann die Versuchsanlage als verkleinertes Modell einer Großanlage interpretiert werden. Zur Überprüfung der Übertragbarkeit der an der Versuchsanlage erzielten Ergebnisse in die industrielle Praxis wurde ein weiter verkleinertes Modell (Modellbrenner mit verjüngtem Kanal; Skalierungsfaktor 3) dieser Versuchsanlage gefertigt. Da für die Auslegung des Modells die Ähnlichkeitskriterien der physikalischen Modellierung verwendet und die Untersuchungen unter vergleichbaren Randbedingungen durchgeführt wurden, sollten die Strömungsverhältnisse und Verbrennungsvorgänge des Modellbrenners ähnlich ablaufen wie beim Originalbrenner. Dies wird in diesem Kapitel anhand des Vergleichs zwischen Original- und Modellbrenner nachgewiesen.

Die für diesen Vergleich erstellten Graphiken sind in ausführlicher Form im Kapitel 10.2 (Abbildung 10.11 bis Abbildung 10.19) dargestellt. Nachfolgend sind beispielhaft die Temperatur- und Sauerstoffprofile, die entlang der Kanalstrecke gemessen wurden, aufgeführt. Die durchgezogenen Linien geben den Profilverlauf des Modell- und die gestrichelten die des Originalbrenners wieder.

Die für den Original- und Modellbrenner eingestellten Betriebsgrößen sind in Tabelle 7.3 angegeben. Die Messungen mit dem Originalbrenner erfolgten bei einer Brennerleistung von 150 kW und der Auslegung entsprechend mit dem Modellbrenner bei 50 kW. Bezogen auf die Brennerkopffläche entspricht dies einer Belastung von ca. 6,9 MW/m² für beide Brenner. Der Luftvolumenstrom wurde für den Modellbrenner dem geringeren Gasvolumenstrom angepasst, so dass beide Messungen mit einer Luftzahl von 2,9 durchgeführt wurden.

Tabelle 7.3: Betriebsparameter für den Original- und Modellbrenner im FL-Betrieb

	\dot{V}_{Gas} [m ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{Luft} [m ³ /h]	V_{Luft} [m/s]	T_{Luft} [°C]	O_2, Luft [Vol.-%, tr.]	CO_2, Luft [Vol.-%, tr.]	NO_x, Luft [ppm]	λ_{ZSF} [-]
Original	14	177	415	2,1 / 6,6	20	20,9	0	0	2,9
Modell	4,7	177	140	2,1 / 6,6	20	20,9	0	0	2,9

Erfolgte die KB-Abgasanalyse für den Originalbrenner bei $x = 2385$ mm, so wurde diese für den Modellbrenner bei $x = 1335$ mm durchgeführt. Bezogen auf den jeweiligen Vormischdüsendurchmesser des Brenners entsprechen beide Messpositionen einem Brennerabstand von ca. $x/d = 195$. Die Werte der KB-Abgasanalyse sowie die in der Flamme gemessenen Maximalwerte sind für die beiden Brenner in Tabelle 7.4 gegenübergestellt.

Tabelle 7.4: Messwerte des Original- und Modellbrenners (Brenner im FL-Betrieb)

	T_{\max} [°C]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge x/d [-]	T_{KBA} [°C]	$O_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]	$CO_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]	$NO_{x, KBA}$ [ppm]	$NO_{x, KBA}$ [mg/m ³ bei 15 % O ₂]
Original	1373	68.000	73,8	855	14,3	3,9	40	78
Modell	1360	68.000	73,8	837	14,5	3,7	39	75

Der Vergleich zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Werten des Original- und Modellbrenners. Sowohl die maximalen Flammentemperaturen als auch die Abgas-temperaturen unterscheiden sich um maximal 20 K und auch die NO_x -Konzentrationen weichen um lediglich 3 mg/m³ voneinander ab. Bezogen auf die für den Originalbrenner gemessenen Werte entsprechen diese Differenzen einer Abweichung von weniger als 5 %.

Die gute Übereinstimmung wird auch durch die Abbildung 7.13, in der die Temperaturprofile entlang der Kanalstrecke dargestellt sind, widergespiegelt. Die Abbildung zeigt, dass die Temperaturprofile des Originalbrenners sehr gut durch den Modellbrenner wiedergegeben werden und über den gesamten Darstellungsbereich recht geringe Unterschiede aufweisen.

Deutlichere Abweichungen – speziell im Brennernahbereich bis $x/d = 17,5$ – sind bei den Sauerstoffprofilen zu beobachten. Diese auftretenden Abweichungen werden jedoch nicht durch die Brenner verursacht, sondern lassen sich wie folgt begründen:

In Voruntersuchungen wurde festgestellt, dass die Standard-Sonden zur Konzentrationsmessung einen wesentlichen Einfluss auf das Messergebnis (sowohl für den Modellbrenner als auch für den Originalbrenner) haben. Das Strömungsfeld wird zum einen durch das Einbringen der Sonde selbst und zum anderen durch die Größe des Absaugloches der Sonde und der Absaugrate beeinflusst. Ausgehend von diesen Erkenntnissen wurde eine kleinere Analysensonde gefertigt. Die Beeinflussung der Messungen durch diese Sonde konnte wesentlich verringert, jedoch nicht komplett unterdrückt werden. Abbildung 7.14 zeigt den Verlauf der Sauerstoffprofile, wenn die Messsonde auf der linken Kanalseite eingeführt und die Messung von dort zur rechten Kanalseite durchgeführt wird. Im vorderen Kanalteil wird die Messung durch die Sonde stark beeinflusst, während im hinteren Bereich der Kanalstrecke die Sonde einen zu vernachlässigenden Einfluss hat. Verdeutlicht wird dies durch die größeren Konzentrationsunterschiede zwischen Original- und Modellbrenner (auf der rechten Seite) bis zum Brennerabstand $x/d = 17,5$ und der recht guten Übereinstimmung ab der Messposition $x = 27,9$.

Fertigungsbedingte Abweichungen von den Konstruktionsvorgaben, eine ungenaue Positionierung der Brenner im Kanal oder eine leichte Unsymmetrie des Kanals können weitere mögliche Gründe für die Unterschiede sein. Auch die fehlenden Messöffnungen im Bereich $x/d = 34$ bis $x/d = 76$ für den Modellbrenner sind als Ursache zu nennen.

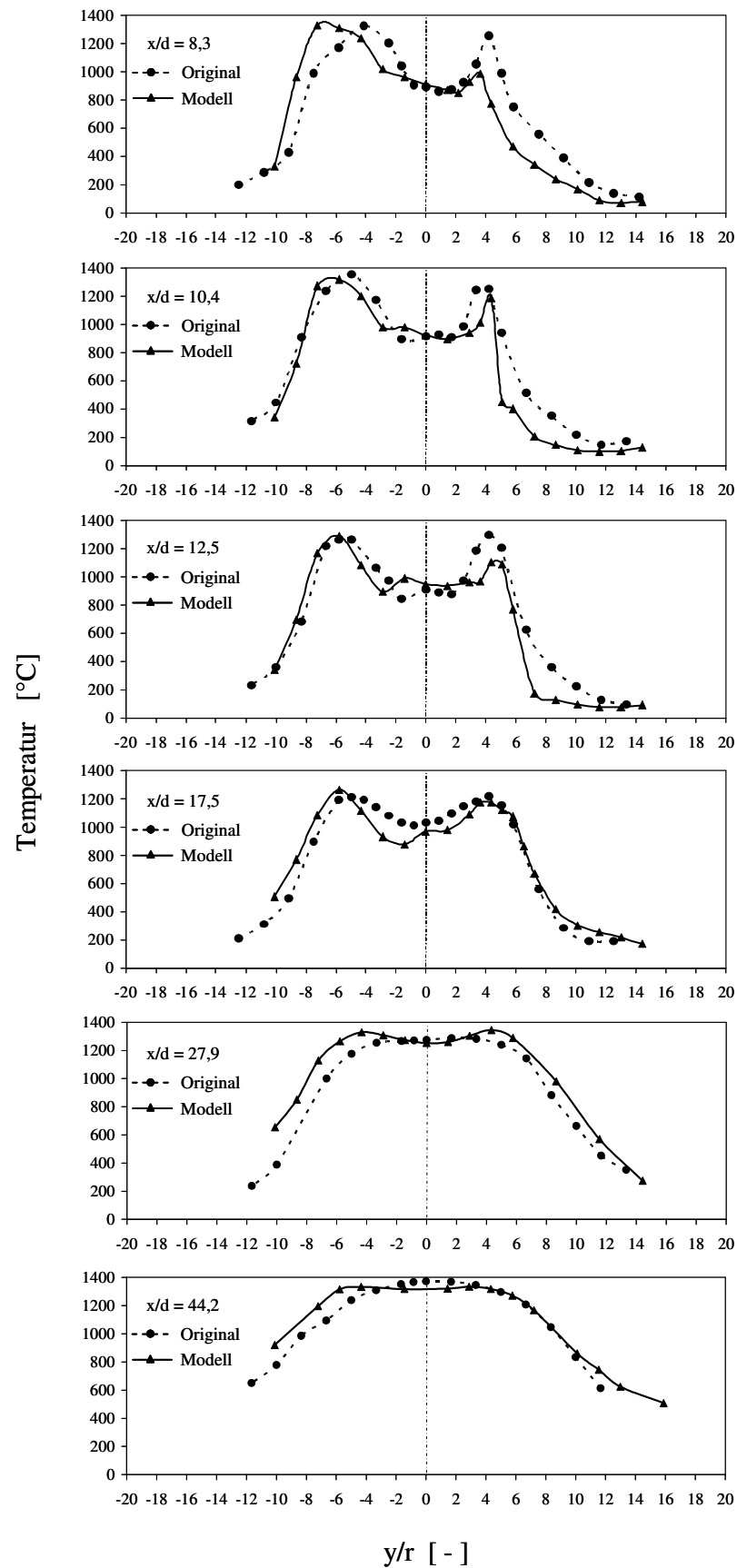


Abbildung 7.13: Vergleich der entlang der Kanalstrecke gemessenen Temperaturprofile des Original- und Modellbrenners (Brenner im FL-Betrieb)

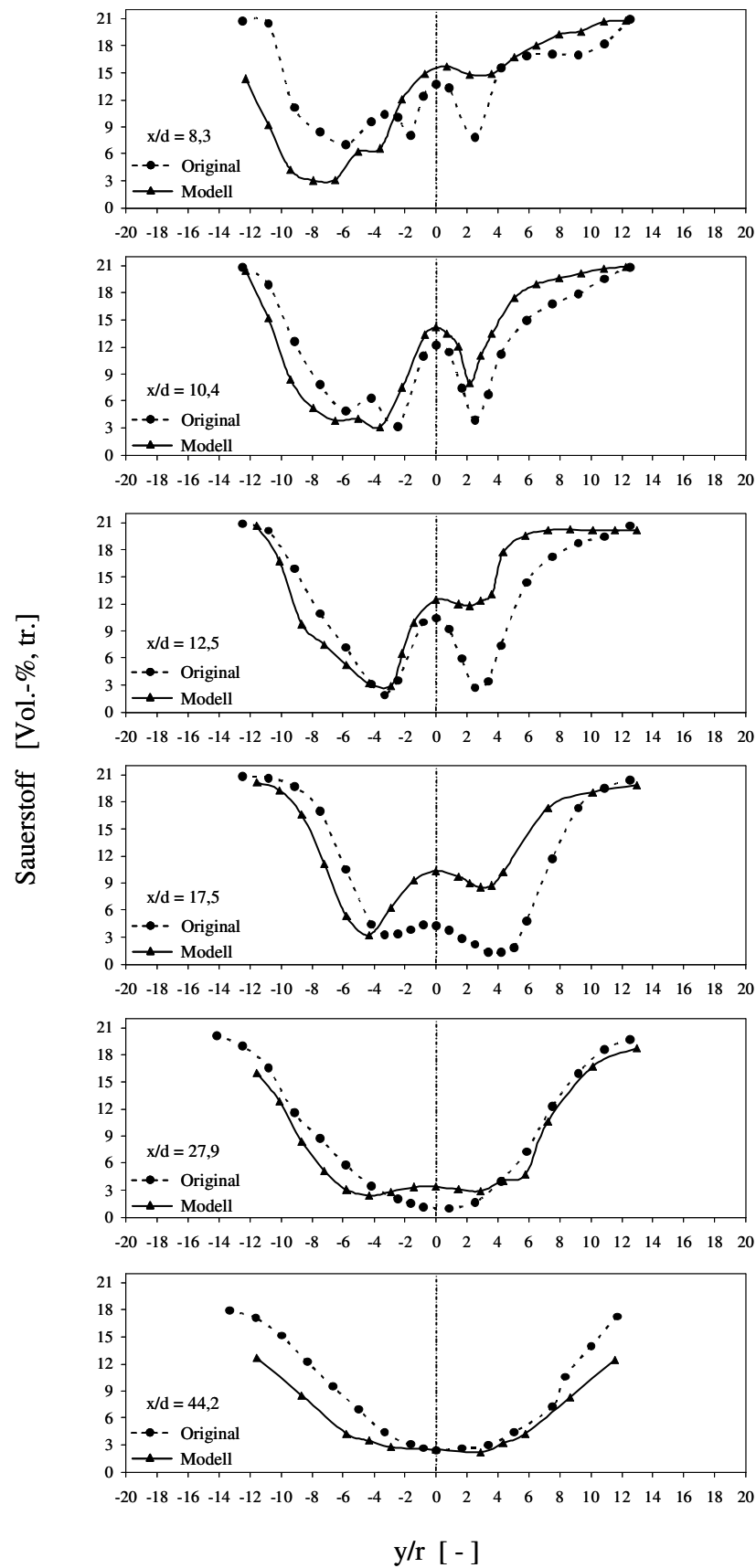


Abbildung 7.14: Vergleich der entlang der Kanalstrecke gemessenen Sauerstoffprofile des Original- und Modellbrenners (Brenner im FL-Betrieb)

Zusammenfassung

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass der Modellbrenner die Strömungs- und Verbrennungsvorgänge des Originalbrenners ausreichend gut wiedergibt und somit die äquivalenten Bedingungen zwischen Modell- und Originalbrenner bestätigt. Auch hinsichtlich der Flammenstabilität konnten keine visuellen oder akustischen Unterschiede festgestellt werden. Dies gilt sowohl für den FL- als auch für den GT-Betrieb.

Vor dem Hintergrund, dass die physikalische Modellierung in beide Richtungen wirkt – vom Original über die Versuchsplanung und -durchführung zum Modell und vom Modell mit den Versuchsergebnissen zum neuen Original – können die an dieser Versuchsanlage gewonnenen Erkenntnisse auf industrielle Großanlagen und deren Brenner übertragen werden.

7.2 Parameterstudie 1 – Variation der Berechnungsmodelle

Umfang und Verlässlichkeit der Vorhersagen von simulationsgestützten Berechnungsverfahren werden im Wesentlichen von der erreichbaren räumlichen Auflösung sowie den verwendeten Teilmodellen zur Beschreibung der relevanten Vorgänge bestimmt. Diese Faktoren wiederum beeinflussen unmittelbar die erforderliche Bearbeitungszeit. Um praxisrelevante Fragestellungen der Industrie innerhalb eines ausreichend kurzen Zeitraums mit verlässlicher Genauigkeit beantworten zu können, ist daher beim Einsatz simulationsgestützter Verfahren stets ein Abwägen zwischen Bearbeitungszeit und Belastbarkeit der Vorhersagen notwendig [93].

Die Berechnungen, die im Rahmen der ersten Parameterstudie durchgeführt wurden, werden nachfolgend vorgestellt und unter Berücksichtigung der Berechnungszeit und Genauigkeit der Vorhersage bewertet. Hierzu werden die numerischen Lösungen untereinander und, soweit möglich, mit Messdaten verglichen. In Bezug auf die Genauigkeit der Vorhersagen werden die numerischen Lösungen quantitativ wie auch qualitativ beurteilt. Zur quantitativen Beurteilung der Ergebnisse werden u. a. die bei $x = 2385$ mm berechneten KB-Abgaswerte, die maximalen Temperaturen und Kohlenmonoxidkonzentration in der Flamme sowie die Flammenlängen herangezogen. Qualitativ werden die Berechnungen anhand der in Fluent erzeugten Schnittbilder (Mittlebene) bewertet. Die erzeugten Geschwindigkeitsbilder veranschaulichen hierbei die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten der Verbrennungsgase (Farbdarstellung) sowie die Strömungsrichtung (Vektoren), wobei die Vektoren mit einheitlicher Länge dargestellt sind. Diese Darstellung dient der Verdeutlichung der Strömung in Gebieten mit sehr geringen Geschwindigkeiten im Vergleich zur maximalen Geschwindigkeit.

7.2.1 Referenzfall 1

Für die erste Parameterstudie wurde der Originalbrenner im GT-Betrieb simuliert, wobei die Betriebsgrößen aus der Messung als Randbedingungen für die Berechnung dienten. Die Einstellungen, die für diese erste Berechnungsvariante gewählt wurden und den Referenzfall 1 als solchen charakterisieren, sind nachfolgend aufgeführt.

Da sich das Standard-k- ϵ -Modell für viele Anwendungen im Bereich der Verbrennungstechnik mit einer ausreichenden Genauigkeit bewährt hat, wurde die Referenzrechnung mit diesem Turbulenzmodell durchgeführt. Für die in diesem Modell eingesetzten empirischen Konstanten der Transportgleichung wurden die Vorgaben von Fluent übernommen.

Für die Berechnung der chemischen Reaktion wurde das Finite-Rate/Eddy-Dissipation-Modell verwendet. In diesem Modell werden die Ansätze des Finite-Rate-Modells und des Eddy-Dissipation-Modells kombiniert. Die beim Eddy-Dissipation-Modell zur Bestimmung der Reaktionsraten benötigten empirischen Konstanten, die in Fluent mit $A = 4$ und $B = 0,5$ voreingestellt sind, wurden für die Referenzrechnung übernommen.

Zur Berechnung der Gasstrahlung wurde das Discrete-Ordinates-Modell verwendet. Eingestellt wurden anfänglich 2 Strahlen pro Raumrichtung (2x2). Für den variablen Absorptionskoeffizienten wurde das Weighted-sum-of-grey-gases-Modell (WSGGM) eingesetzt.

Die Kanalwände wurden für die Referenzberechnungen mit einer konstanten Wandtemperatur von 1123 K belegt. Der Emissionskoeffizient der Wände wurde mit $\epsilon = 0,4$ angesetzt.

Im Gegensatz zur Messung, bei der Erdgas eingesetzt wurde, musste die Referenzrechnung aufgrund des verwendeten 2-Schritt Mechanismus mit reinem Methan ($H_u \approx 10,0 \text{ kWh/m}^3$) durchgeführt werden. Damit die über den Brennstoff eingebrachte Leistung sowohl für die Messung als auch für die Rechnung gleich ist (150 kW), wurde in der Rechnung ein etwas höherer Brenngasvolumenstrom zugeführt. Die gleichen Gasaustrittsgeschwindigkeiten wurden realisiert, indem in Gambit die Gasdüsenquerschnitte dem höheren Brenngasvolumen angepasst wurden. Die Werte des GT-Abgases in der Rechnung entsprechen den gemessenen Werten. Einzig die NO_x -Konzentration im GT-Abgas wurde nicht simuliert.

Tabelle 7.5: Betriebs- und Rechenparameter für den GT-Betrieb

	\dot{V}_{Gas} [m ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{GTA} [m ³ /h]	v_{GTA} [m/s]	T_{GTA} [°C]	$\text{O}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{CO}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	λ_{ZSF} [-]
Messung	14	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
Rechnung	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1

Vergleich Messung – Rechnung (Referenzfall 1)

Während die im KB-Abgas gemessenen Werte sehr gut durch die Rechnung wiedergegeben werden und im Rahmen der Messgenauigkeit liegen, weichen die in der Flamme gemessenen Maximaltemperaturen und Kohlenmonoxidkonzentrationen deutlich von den berechneten Werten ab, wie der Vergleich in Tabelle 7.6 zeigt.

Tabelle 7.6: Mess- und Berechnungswerte des GT-Betriebes

	T_{\max}	$Pos_{T_{\max}}$	CO_{\max}	Flammenlänge	T_{KBA}	O_2, KBA	CO_2, KBA
	[°C]	[mm]	[ppm]	[mm]	[°C]	[Vol.-%, tr.]	[Vol.-%, tr.]
Messung	1305	335	49.000	530	925	10,8	5,9
Rechnung (Ref. 1)	1748	333	9.000	378	905	11,2	5,8
Differenz	443	-2	-40.000	-152	-20	0,4	-0,1

Hinsichtlich der maximalen Flammentemperaturen beträgt der Unterschied ca. 443 K, während sich die Austrittstemperaturen nur noch um ca. 20 K unterscheiden. Die maximalen Konzentrationen von Kohlenmonoxid unterscheiden sich um einen Faktor >5 . In der Simulation liegen diese mit ca. 9.000 ppm wesentlich niedriger als im Experiment (ca. 49.000 ppm). Wird auch für die Simulation die 2000 ppm CO-Grenze als Indikator zur Bestimmung der Flammenlänge verwendet, berechnet Fluent eine um ca. 150 mm kürzere Flamme. Die Flammenlänge beträgt nach Abbildung 7.15 ca. 530 mm für die Messung und ca. 380 mm für die Rechnung.

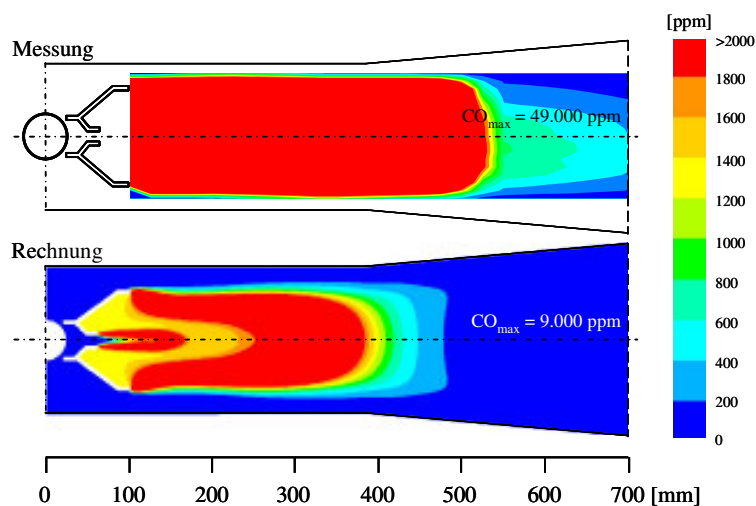


Abbildung 7.15: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlenmonoxidverteilung des GT-Betriebes im Darstellungsbereich bis 2000 ppm

Abbildung 7.16 zeigt die Temperaturverteilung in Mittelebenendarstellung für die Messung und Rechnung. Dargestellt werden die Temperaturen durch den Bereich von 0 bis zum maximal gemessenen bzw. berechneten Temperaturwert, der in der Messung 1305 °C und in der Rechnung 1748 °C betrug. Die entsprechenden Kohlenmonoxidverteilungen sind in Abbildung 7.17 aufgeführt. Die Konturdarstellungen zeigen, dass die Temperatur qualitativ gesehen recht gut durch die Simulation wiedergegeben wird (z. B. ist die Position, an der die maximalen Temperaturen bestimmt wurden, in der Messung und Rechnung nahezu identisch), während die Kohlenmonoxidverteilungen deutlichere Unterschiede aufweisen.

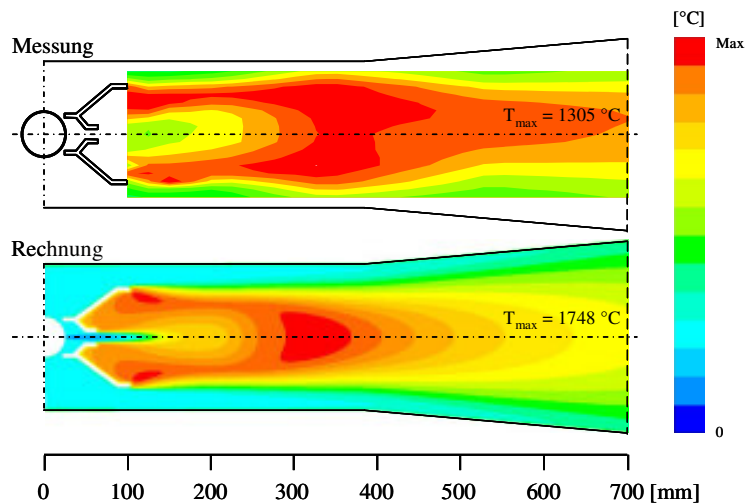


Abbildung 7.16: Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturverteilung des GT-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

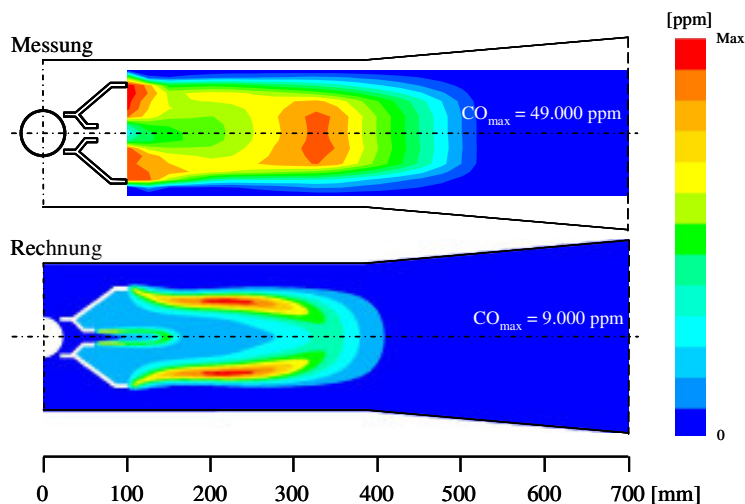


Abbildung 7.17: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlenmonoxidverteilung des GT-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

Die Ergebnisse der Abbildung 7.15 bis Abbildung 7.17 sowie die an dieser Stelle nicht aufgeführten Profil- und Konturdarstellungen sind im Kapitel 10.3 (Abbildung 10.20 bis Abbildung 10.21) zusammengefasst.

Vor dem Hintergrund der Berechnungsergebnisse des Referenzfalles wird in den folgenden Kapiteln ein besonderes Augenmerk auf die Berechnung der Flammentemperaturen und Kohlenmonoxidkonzentrationen gelegt. Zuvor wird die Unabhängigkeit der numerischen Lösung vom Referenzgitter nachgewiesen.

7.2.2 Variation des Berechnungsgitters

Die numerische Qualität eines Gitternetzes wird daran bemessen, wie genau und wie schnell die Ergebnisse mit einem numerischen Modell berechnet werden können. Für die Frage, wie fein ein Berechnungsnetz aufgelöst sein muss, gilt daher der Leitspruch:

„So fein wie nötig, so grob wie möglich!“

Das Berechnungsmodell soll also so fein diskretisiert werden, dass das Simulationsergebnis nicht mehr vom Gitter beeinflusst wird, d. h. sich bei Verwendung eines höher aufgelösten Gitters nicht mehr ändert (gitterunabhängigen Lösung). Allerdings sollten auch nicht zu viele Gitterelemente verwendet werden, da ansonsten der Speicherbedarf und die Rechenzeit unnötig steigen. Es gilt daher, einen Kompromiss aus hinreichender Genauigkeit und vertretbarem Zeitaufwand zu finden.

Wie bereits in Kapitel 6.3 beschrieben, wurde das dreidimensionale Berechnungsgitter des Referenzfalles aus ca. 430.000 Zellen erstellt. Die Berechnung (CPU-Zeit) des Referenzfalles dauerte mit diesem Referenzgitter ca. 2 bis 3 Tage und lag damit in einem vertretbaren Zeitrahmen.

Zum Nachweis der Gitterunabhängigkeit wurde das Netz lokal und global stark verfeinert (bis zu 1 Mio. Rechenzellen). Insbesondere in Bereichen der Flamme, in denen hohe Gradienten gemessen und mit dem Referenzgitter berechnet wurden, wurde das Rechengitter zum Teil sehr stark verfeinert. In allen Fällen ergaben Verfeinerungen des Rechnetzes keine wesentlichen Änderungen. Da die Unabhängigkeit der Rechnung vom Referenzgitter gegeben war, wurden die folgenden Berechnungen weiterhin mit diesem Gitter durchgeführt. Die Ergebnisse der Berechnung mit maximaler Gitterverfeinerung sind in Tabelle 7.7 und im Anhang unter Kapitel 10.4 (Abbildung 10.22 bis Abbildung 10.23) denen des Referenzfalles gegenübergestellt. Die nachfolgende Abbildung 7.18 zeigt beispielhaft die beiden Strömungsbilder.

Tabelle 7.7: Berechnungswerte für unterschiedliche Rechengitter

	T_{\max}	$\text{Pos}_{T_{\max}}$	CO_{\max}	Flammenlänge	T_{KBA}	O_2, KBA	CO_2, KBA
	[°C]	[mm]	[ppm]	[mm]	[°C]	[Vol.-%, tr.]	[Vol.-%, tr.]
Ref. 1	1748	333	9.000	378	905	11,2	5,8
Gitterverfeinerung	1747	333	8.930	379	903	11,2	5,8

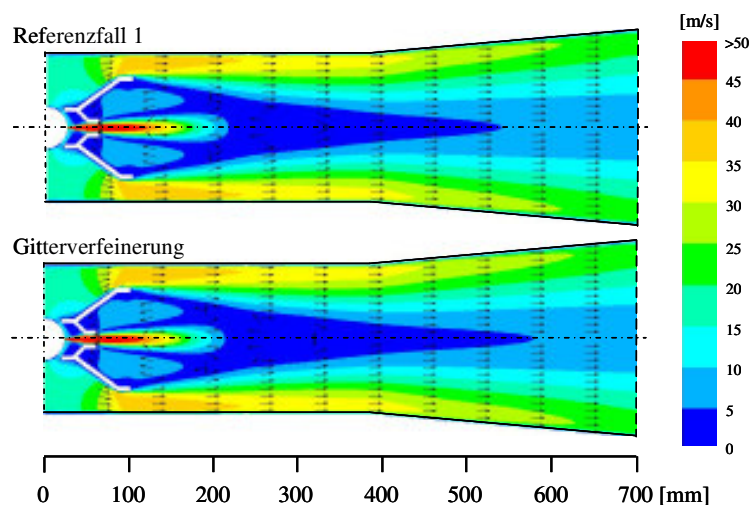


Abbildung 7.18: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Rechengittern berechneten Geschwindigkeitsverteilungen

7.2.3 Variation der Strahlenanzahl und der Wandtemperatur

In Fluent stehen verschiedene Strahlungsmodelle zur Verfügung, wobei das Discrete-Ordinates-Modell in der Literatur als genauestes und am universellsten einsetzbares Strahlungsmodell bezeichnet wird. Zudem ist es das einzige in Fluent implementierte Strahlungsmodell, mit dem eine Parallelisierung der Rechnung zur Reduzierung der Rechenzeit möglich ist. Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher nur dieses Modell verwendet.

Bei dem Discrete-Ordinates-Modell gehen von jeder Wandzelle Strahlengänge aus, deren Anzahl pro Raumwinkel frei gewählt werden können. Auch hier gilt, dass eine größere Strahlenanzahl im Allgemeinen zu einer höheren Berechnungsgenauigkeit führt, sich jedoch negativ auf die Berechnungszeit und den Speicherbedarf auswirkt.

Ein wichtiger Parameter für die Strahlungsberechnung ist zudem die Wandtemperatur, da durch sie die von der Wand aufgenommenen oder abgegebenen Wärmemengen bestimmt werden.

Welchen Einfluss die beiden Parameter auf das Berechnungsergebnis haben, wurde durch Vergleichsrechnungen mit Variation der Strahlenanzahl und der Wandtemperatur untersucht. Wurde die Referenzrechnung mit 2 Strahlen pro Raumrichtung (2x2) durchgeführt, erfolgten zwei weitere Berechnungen mit 4x4 (Rechnung S1) bzw. 6x6 Strahlen (Rechnung S2). Die Wandtemperatur, die anfänglich den gemessenen Wandtemperaturen an der Versuchsanlage entsprechend mit 850 °C definiert wurde, wurde zweimal um jeweils 200 K verringert. In Rechnung S3 betrug die Wandtemperatur 650 °C und in Rechnung S4 nur noch 450 °C.

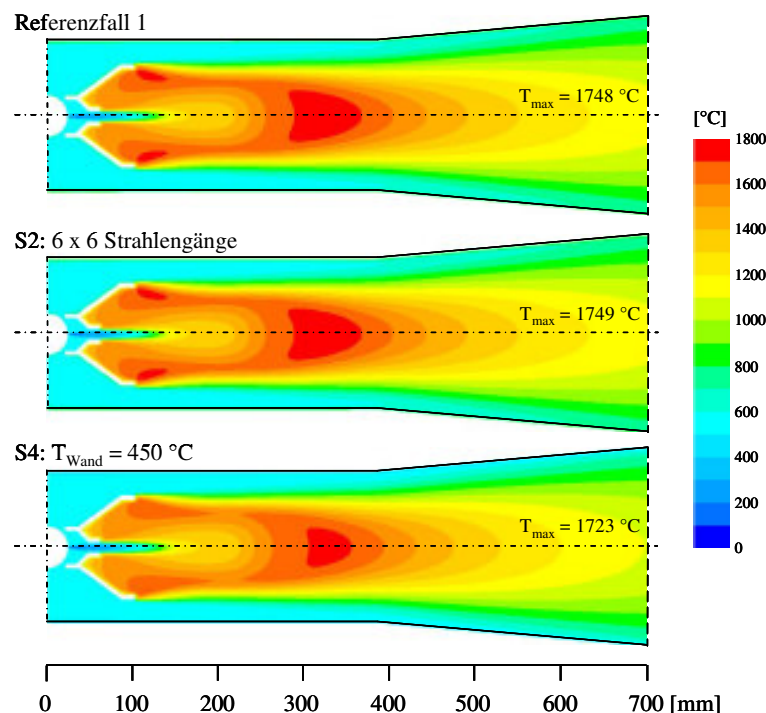


Abbildung 7.19: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlicher Strahlenanzahl und unterschiedlicher Wandtemperatur berechneten Temperaturverteilungen

Wie die Abbildung 7.19 und die Abbildungen im Anhang (Kapitel 10.5, Abbildung 10.24 bis Abbildung 10.26) zeigen, haben beide Parameter einen zu vernachlässigenden Einfluss auf die Temperatur-, Gas- und Strömungsverteilung. Auch qualitativ weisen die Berechnungen bei Variation der Strahlanzahl nahezu keine (Tabelle 7.8) und bei Variation der Wandtemperatur nur bei der Berechnung der Temperaturen Unterschiede auf (Tabelle 7.9).

Tabelle 7.8: Berechnungswerte für unterschiedliche Anzahl Strahlengänge

	T_{\max} [°C]	$\text{Pos}_{T_{\max}}$ [mm]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	O_2, KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2, KBA [Vol.-%, tr.]
Ref. 1: 2x2 Strahlen	1748	333	9.000	378	905	11,2	5,8
S1: 4 x 4 Strahlen	1749	333	9.000	376	905	11,2	5,8
S2: 6 x 6 Strahlen	1749	333	9.000	376	905	11,2	5,8

Tabelle 7.9: Berechnungswerte für unterschiedliche Wandtemperaturen

	T_{\max} [°C]	$\text{Pos}_{T_{\max}}$ [mm]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	O_2, KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2, KBA [Vol.-%, tr.]
Ref. 1: $T_{\text{Wand}} = 850^\circ\text{C}$	1748	333	9.000	378	905	11,2	5,8
S3: $T_{\text{Wand}} = 650^\circ\text{C}$	1734	333	8.983	376	836	11,2	5,8
S4: $T_{\text{Wand}} = 450^\circ\text{C}$	1723	333	8.975	375	780	11,2	5,8

Durch die Reduzierung der Wandtemperatur um 400 K auf 450 °C verringert sich die maximale Flammentemperatur um 25 K und die Abgastemperatur um 125 K. Dies entspricht, wenn von einem linearen Verhalten ausgegangen wird, einer Flammen- und Abgastemperaturabsenkung von ca. 6 bzw. 30 K pro 100 K Wandtemperaturreduzierung.

Es wird weiterhin davon ausgegangen, dass die gemessenen Wandtemperaturen die realen Wandtemperaturen recht genau wiedergeben und um weniger als 100 K voneinander abweichen.

Vor diesem Hintergrund ist der Fehler bei der Temperaturberechnung, der durch eine ungenaue Temperaturbelegung der Wand verursacht würde, so gering, dass die für die Referenzrechnung angenommene Wandtemperatur von 850 °C in Bezug auf eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung hinreichend genau ist.

Da die Strahlenanzahl nahezu keinen Einfluss auf die Berechnungsgenauigkeit hat, die Berechnungszeiten mit 4x4 bzw. 6x6 Strahlengänge jedoch deutlich höher lagen, wurden die folgenden Berechnungen weiterhin mit 2x2 Strahlengänge und mit einer Wandtemperatur von 850 °C durchgeführt.

7.2.4 Variation der Turbulenzmodelle

Neben dem Standard-k- ϵ -Modell (Referenzfall 1) wurden das RNG-k- ϵ - und Realizable-k- ϵ -Modell sowie das Standard-k- ω - und das Reynolds-Spannungs-Modell hinsichtlich ihrer Anwendung auf die vorliegende Problematik getestet. Dabei hat sich zunächst die Anwendung des RNG-k- ϵ -Modells als am geeignetsten herausgestellt, da mit diesem Modell die

niedrigste Flammentemperatur und eine etwas längere Flamme simuliert wurden (Tabelle 7.10).

Tabelle 7.10: Mess- und Berechnungswerte für unterschiedliche Turbulenzmodelle

	T_{\max} [°C]	$\text{Pos}_{T_{\max}}$ [mm]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	O_2, KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2, KBA [Vol.-%, tr.]
Messung	1305	335	49.000	530	925	10,8	5,9
Ref. 1: Standard-k-ϵ-M.	1748	333	9.000	378	905	11,2	5,8
T1: RNG-k-ϵ-Modell	1662	379	9.165	430	897	11,2	5,8
T2: Realizable-k-ϵ-Modell	1727	349	8.724	420	898	11,2	5,8
T3: Standard-k-ω-Modell	1739	303	7.754	533	925	11,2	5,8
T4: RS-Modell	1726	333	8.676	380	900	11,2	5,8

Mit dem RNG-k- ϵ -Modell (Rechnung T1) wurde im Vergleich zum Referenzfall 1 (Standard-k- ϵ -Modell) die maximale Flammentemperatur um ca. 90 K gesenkt und gleichzeitig die Flamme um ca. 50 mm länger berechnet. Eine längere Flamme war ebenfalls mit dem Realizable-k- ϵ - (T2) und dem Standard-k- ω -Modell (T3) zu verzeichnen. Eine wesentliche Reduzierung der Flammentemperatur konnte mit diesen beiden Berechnungsvarianten wie auch mit dem RS-Modell jedoch nicht erzielt werden. Mit allen Turbulenzmodellen wurde eine vollständige Umsetzung des Methans und des Kohlenmonoxids erreicht, so dass die Abgaskonzentrationen unverändert blieben. Die Abgastemperaturen betrugen in allen Fällen 900 ± 25 °C.

Der Einfluss der Turbulenzmodelle auf die Strömung und auf den chemischen Umsatz wird anhand der im Anhang aufgeführten Kontur- und Vektordarstellungen (Kapitel 10.6, Abbildung 10.27 bis Abbildung 10.34) deutlich. Einen Ausschnitt aus Abbildung 10.34 zeigt Abbildung 7.20. Dargestellt sind die Strömungsstrukturen und Rezirkulationsgeschwindigkeiten für die Referenzrechnung und für die Variante T1 und T3. Die Einheitsvektoren veranschaulichen die Strömungsrichtung. Die farblichen Konturen stellen den negativen Geschwindigkeitsbereich der x-Komponente dar und machen Rezirkulations- bzw. Rückströmgebiete sichtbar. Mit allen Turbulenzmodellen wurden zwei kurze, aber starke Rezirkulationszonen an den Innenseiten der Brennerschenkel mit negativen x-Geschwindigkeiten von bis zu -11 m/s berechnet. Weiterhin ist in allen Strömungsbildern eine Rückstromzone auf der Mittelachse zu verzeichnen, wobei die Größe dieses Gebietes sowie die Rückströmgeschwindigkeit für die verschiedenen Turbulenzmodelle unterschiedlich ausfallen. Die Rückstromzone des Standard-k- ϵ -Modell hatte eine Länge von ca. 100 mm und eine maximale Geschwindigkeit in negativer x-Richtung von < 2 m/s. Die größte Zone mit einer Länge von ca. 300 mm und einer Geschwindigkeit von ca. -10 m/s wurde mit dem Standard-k- ω -Modell simuliert. Die entsprechenden Abmaße und Geschwindigkeiten der drei anderen Turbulenzmodelle sind nahezu identisch und liegen zwischen den Werten des Standard-k- ϵ -Modells und des Standard-k- ω -Modells.

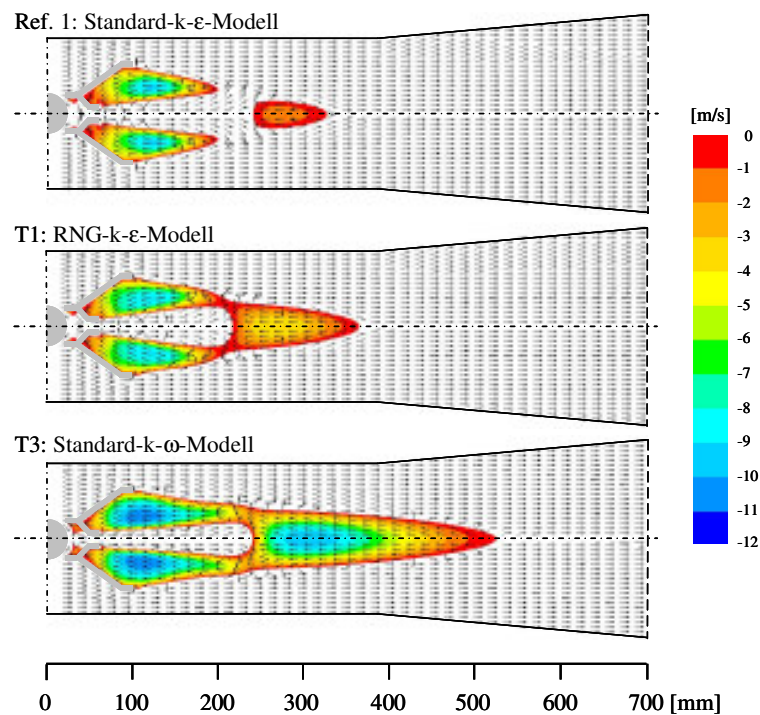


Abbildung 7.20: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen berechneten Strömungsstrukturen und Rezirkulationsgeschwindigkeiten

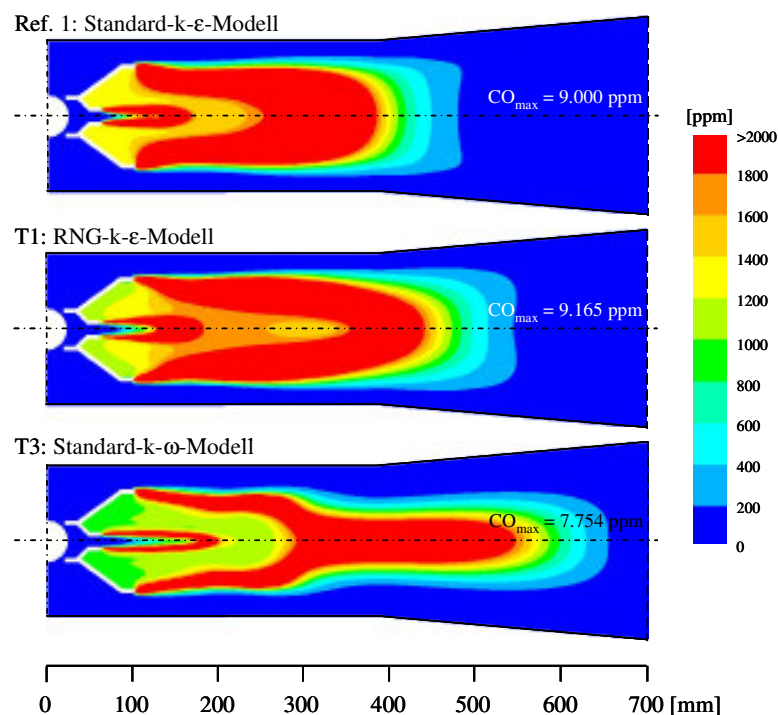


Abbildung 7.21: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen berechneten Kohlenmonoxidverteilungen

Die den Geschwindigkeitsverteilungen entsprechenden Kohlenmonoxidverteilungen sind in Abbildung 7.21 aufgeführt (vgl. Abbildung 10.30). Die Flammenlängen für die drei Modelle ergeben sich hiernach zu ca. 380 mm, 430 mm und 530 mm.

Angemerkt sei an dieser Stelle bereits, dass für die Parameterstudien 2 und 3 nicht das RNG-k- ϵ -, sondern das Standard-k- ϵ -Modell verwendet wurde. Während das RNG-k- ϵ -Modell mit dem Finite-Rate/Eddy-Dissipation-Modell (Verbrennungsmodell des Referenzfalles) die besten Ergebnisse lieferte, führt die Kombination dieses Turbulenzmodells mit dem für diesen Anwendungsfall geeigneteren Verbrennungsmodell (Partially-Premixed-Combustion-Modell, siehe nächstes Kapitel) u. a. zu einer Überschätzung der Flammenslänge und einer Erhöhung der Flammentemperatur (siehe Kapitel 7.2.6).

7.2.5 Variation der Verbrennungsmodelle

Der Verbrennungsvorgang des Kanalbrenners ist eine turbulente Diffusionsflamme mit Vormischung von Brenngas und Oxidator und kann als Hybridform der vorgemischten und nicht vorgemischten Verbrennung angesehen werden. Mit welchem Verbrennungsmodell dieser Verbrennungsvorgang am besten beschrieben werden kann, wird nachfolgend dargestellt.

Für die Berechnung der chemischen Reaktion wurde vom Finite-Rate/Eddy-Dissipation-Modell (FR/ED-Modell) ausgegangen. In diesem Modell werden die Ansätze des Finite-Rate-Modells (kinetisch kontrollierte Umsetzung) und des Eddy-Dissipation-Modells (mischungskontrollierte Umsetzung) kombiniert. Die drei Modelle unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Anwendung. Das Finite-Rate-Modell beachtet nur die laminaren und das Eddy-Dissipation-Modell nur die turbulenten Strömungserscheinungen, wohingegen das kombinierte Finite-Rate/Eddy-Dissipation-Modell sowohl die laminaren als auch die turbulenten Fluktuationen modelliert.

Das Finite-Rate-Modell - als eigenständiges Modell - wurde nicht eingesetzt, da die zu simulierende Strömung überwiegend turbulent ist. Auch das Eddy-Dissipation-Modell wird an dieser Stelle nicht näher betrachtet, da die Untersuchungen in [133] bereits zeigten, dass die Unterschiede zum FR/ED-Modell sehr gering sind.

Neben dem FR/ED-Modell wurden das Eddy-Dissipation-Concept-Modell (EDC-Modell) mit dem Mehrschritt-Elementarreaktionsmechanismus von Sketetal sowie das Non-Premixed-Combustion- und das Partially-Premixed-Combustion-Modell verwendet. Das Partially-Premixed-Combustion-Modell ist eine einfache Kombination des Non-Premixed-Combustion-Modells (Mischungsbruchmodell) und des Premixed-Combustion-Modells (Zimont-Modell). Bei diesem Modell wird eine Transportgleichung für den Mischungsbruch f und eine für die Reaktionsfortschrittsvariable c gelöst, wobei die Reaktionsfortschrittsvariable die Position der Flammenfront bestimmt. Vor der Flamme ($c = 0$) ist der Brennstoff und Oxidator gemischt, aber unverbrannt, während hinter der Flamme ($c = 1$) die Mischung verbrannt ist. Innerhalb der Flamme ($0 < c < 1$) wird eine lineare Kombination der unverbrannten und verbrannten Mischungen verwendet.

Nachdem die einzelnen Verbrennungsmodelle bereits in Kapitel 4.2.5 näher beschrieben wurden, wird nachfolgend (siehe auch Kapitel 10.7, Abbildung 10.35 bis Abbildung 10.42) der Einfluss der Verbrennungsmodelle auf das Berechnungsergebnis dargestellt. Tabelle 7.11 sowie Abbildung 7.22 bis Abbildung 7.24 zeigen hierzu einen Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Messergebnissen.

Tabelle 7.11: Mess- und Berechnungswerte für unterschiedliche Verbrennungsmodelle

	T_{\max}	$Pos_{T_{\max}}$	CO_{\max}	Flammenlänge	T_{KBA}	$O_{2, KBA}$	$CO_{2, KBA}$
	[°C]	[mm]	[ppm]	[mm]	[°C]	[Vol.-%, tr.]	[Vol.-%, tr.]
Messung	1305	335	49.000	530	925	10,8	5,9
Ref. 1: FR/ED-Modell	1748	333	9.000	378	905	11,2	5,8
V1: Eddy-Diss.-Concept	1693	277	44.770	444	910	11,2	5,8
V2: Non-Prem.-Comb.-M.	1608	333	138.476	490	912	11,2	5,8
V3: Part.-Pr.-Comb.-M.	1624	302	120.523	475	856	11,8	5,5

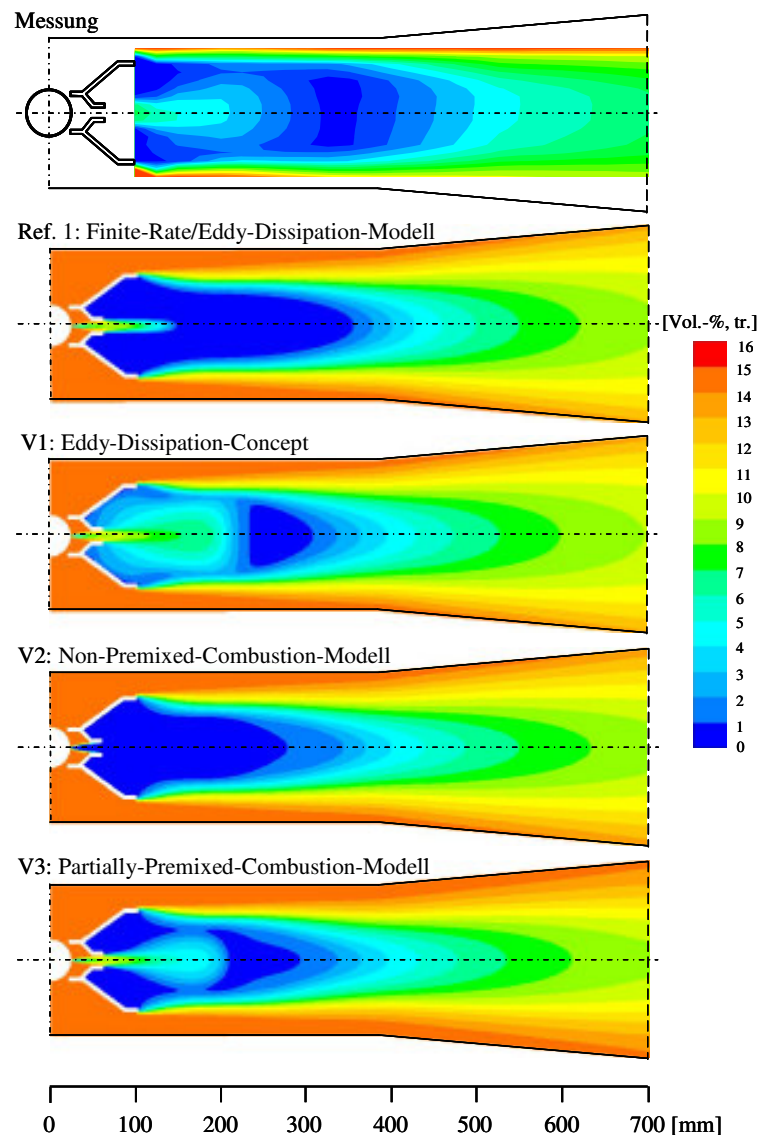


Abbildung 7.22: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Verbrennungsmodellen berechneten Sauerstoffverteilungen

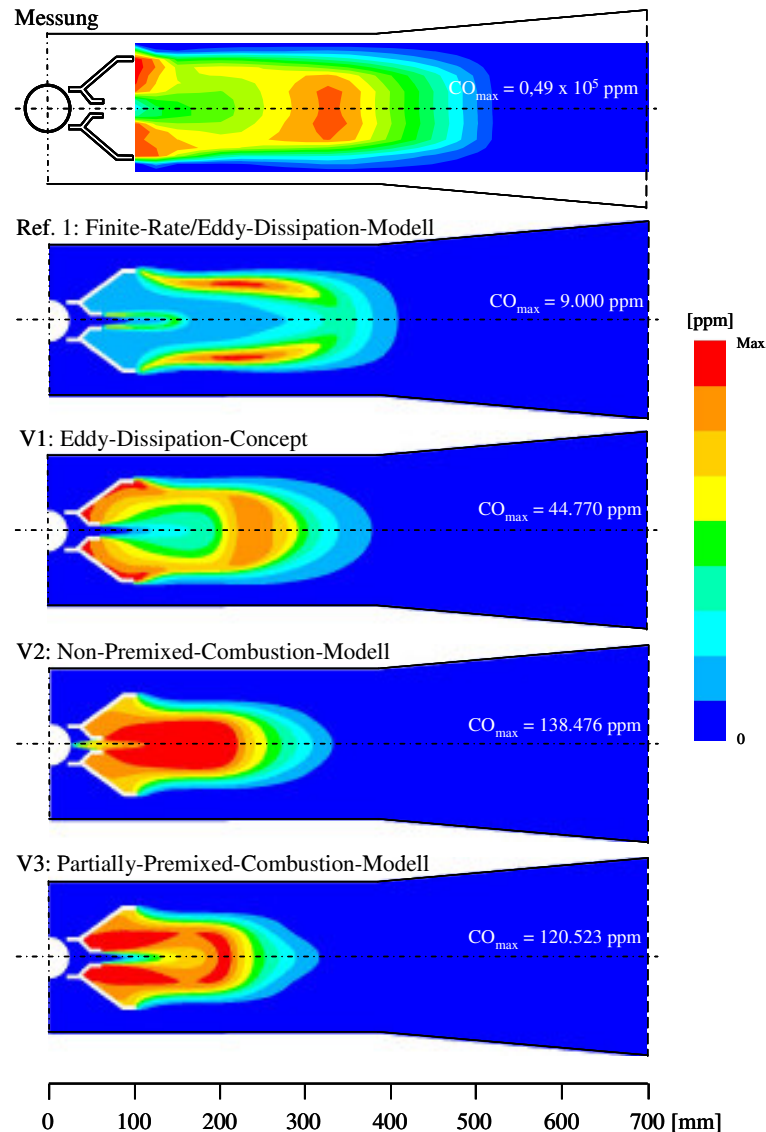


Abbildung 7.23: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Verbrennungsmodellen berechneten Kohlenmonoxidverteilungen (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

Werden alle Ergebnisse zusammengefasst beurteilt, so ist das EDC-Modell für den vorliegenden Fall die beste Lösung. Die dargestellten Sauerstoff- und Kohlenmonoxidverteilungen (Abbildung 7.22 und Abbildung 7.23) zeigen eine sehr befriedigende Übereinstimmung zwischen der Messung und der Rechnung mit diesem Modell (Rechnung V1). Darüber hinaus liegen die maximalen Kohlenmonoxidkonzentrationen in der gleichen Größenordnung, während die Maximalwerte mit den anderen Modellen deutlich unter- bzw. überschätzt werden. Bezüglich der maximalen Temperatur konnten nur geringe Verbesserungen erzielt werden. Bei allen Berechnungsvarianten beträgt die Differenz zur Messung mehr als 300 K. Die maximale Differenz zwischen den berechneten Werten liegt bei 140 K.

Im Gegensatz zum Non-Premixed-Combustion- und Partially-Premixed-Combustion-Modell werden mit dem Finite-Rate/Eddy-Dissipation-Modell zu niedrige Kohlenmonoxidkonzentrationen berechnet. Zudem werden mit diesem Modell die höchste Flammentemperatur und gleichzeitig die kürzeste Flamme simuliert. Auch das typische Flammen-

bild mit den Reaktionszonen an den äußeren Brennerkanten, die sich stromab auf der Mittelachse vereinen, ist anhand der Sauerstoff- und Kohlenmonoxidverteilungen (Rechnung Ref. 1) kaum zu erkennen. Die deutlich schlechteren Ergebnisse des FR/ED-Modells, verglichen mit denen des EDC-Modells, lassen sich auf den auf 2 Gleichungen reduzierten Reaktionsmechanismus zurückführen. Darüber hinaus könnte eine ungünstige Wahl der A und B Werte ein Grund für dieses Ergebnis sein.

Die geringsten Temperaturen und gleichzeitig die beste Annäherung an die gemessene Flammenlänge konnte mit dem Non-Premixed-Combustion-Modell erzielt werden. Dennoch ist dieses Modell für diesen Anwendungsfall nicht geeignet, da es die Zustände in der Brennkammer nicht ausreichend genau und zum Teil sogar falsch vorhersagt. So ist z. B. die Annahme einer chemischen Umsetzung in der Vormischkammer nicht gegeben.

Beim Non-Premixed-Combustion-Modell wird davon ausgegangen, dass die chemische Umsetzung schnell genug ist, so dass sich ein chemisches Gleichgewicht einstellt. Sobald bei diesem Modell eine Mischung von Brennstoff und Oxidator vorliegt, setzt die Verbrennung ein. Derartige Bedingungen liegen u. a. in der Vormischkammer vor. Die entsprechenden Konturdarstellungen (Rechnung V2) zeigen daher eine zu frühe Umsetzung des Sauerstoffes und damit verbunden eine zu frühe und zu hohe Kohlenmonoxidbildung für diesen und den nachfolgenden Bereich. Aus diesem Ergebnis folgt, dass das Non-Premixed-Combustion-Modell speziell im brennernen Bereich keine Gültigkeit besitzt.

Das Partially-Premixed-Combustion-Modell kann die Grenze des Non-Premixed-Combustion-Modell mit unendlich schneller Chemie überwinden, indem zu dem bisherigen Kopplungsparameter Mischungsbruch die Reaktionsfortschrittsvariable hinzugefügt wird. Das durch die gemessenen Sauerstoff- und Kohlenmonoxidkonzentrationen erkennbare Flammenbild wird zwar nicht so gut wie mit dem EDC-Modell vorhergesagt, lässt jedoch im Gegensatz zu den beiden anderen Modellen die einzelnen Strukturen deutlicher erkennen (Rechnung V3). Nachteil dieses Modells ist allerdings, dass - zumindest mit den von Fluent übernommenen Modellparametern - der Brennstoff nicht komplett umgesetzt wurde. Dies ist anhand der in Abbildung 7.24 dargestellten Methanverteilungen sowie den in Tabelle 7.11 aufgeführten Sauerstoff- und Kohlendioxidwerten erkennbar. Der berechnete Methananteil betrug ca. 0,4 Vol.-% im trockenen KB-Abgas. Hierdurch ergaben sich gegenüber den anderen drei Verbrennungsmodellen ein höherer Sauerstoff- und ein geringerer Kohlendioxidanteil. Auch die mittlere KB-Abgastemperatur lag mit 856 °C um ca. 50 K unter den anderen Werten.

Wie eingangs erwähnt, wurde das EDC-Modell mit dem Mehrschritt-Elementarreaktionsmechanismus von Sketetal, der 17 Spezies und 25 reversible Reaktionen beinhaltet, berechnet. Nachteil dieses Modells ist der hohe Rechenaufwand. Betrug die Rechenzeit mit dem FR/ED-Modell oder dem Partially-Premixed-Combustion-Modell ca. 2-3 Tage, so benötigte die Rechnung mit dem EDC-Modell die dreifache Zeit (ca. 1 Woche).

Da für die geplanten Parameterstudien eine Rechenzeit von einer Woche zu lang gewesen wäre, wurde versucht, die Genauigkeit der Verbrennungsmodelle mit den geringeren Berechnungszeiten zu verbessern. Hierzu wurden zum einen die A- und B-Werte des FR/ED-

Modells und zum anderen die laminaren Flammgeschwindigkeiten des Partially-Premixed-Combustion-Modell variiert. Die Ergebnisse sind in den nachfolgenden Unterkapiteln dargestellt.

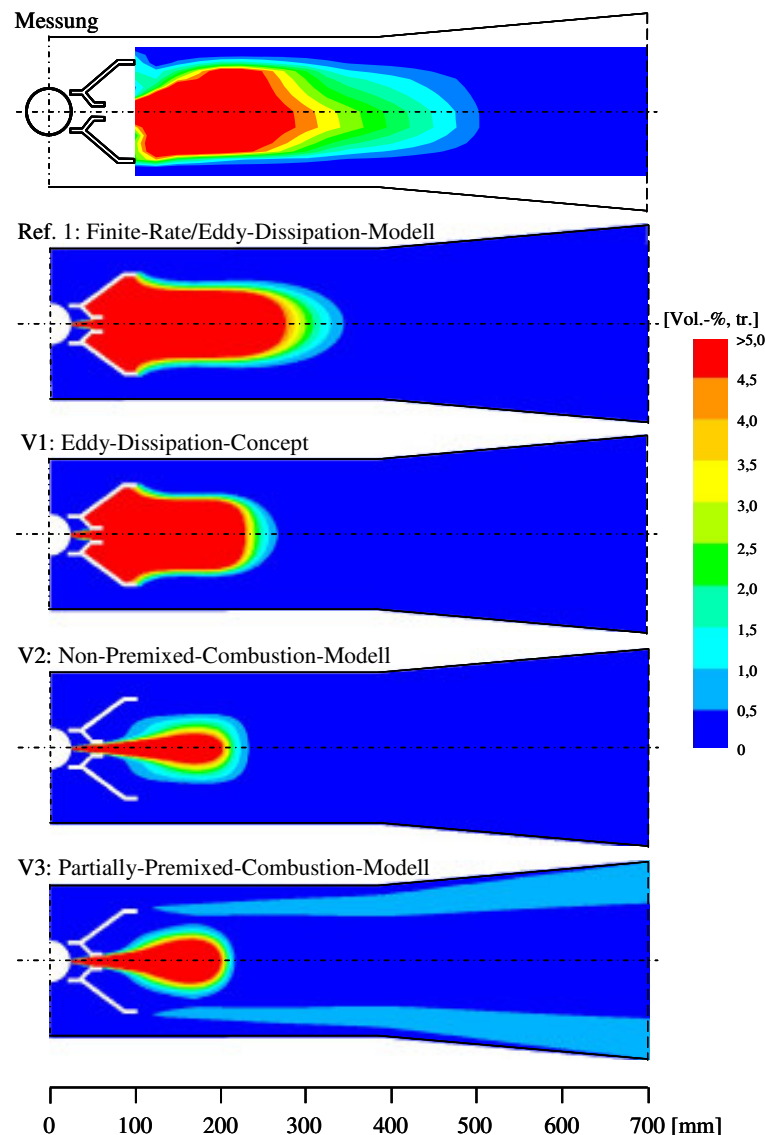


Abbildung 7.24: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Verbrennungsmodellen berechneten Methanverteilungen

7.2.5.1 Variation der Reaktionskonstanten des Eddy-Dissipation-Modells

Beim Eddy-Dissipation Modell werden die Reaktionsraten mit dem Ansatz von Magnussen & Hjertager beschrieben. Zur Bestimmung der Reaktionsraten werden die Konstanten A und B benötigt, deren Werte für den jeweiligen Anwendungsfall angepasst und in Fluent direkt eingegeben werden müssen.

Die A- und B-Werte der mischungskontrollierten Reaktionsgleichungen sind entscheidend für die Reaktionsgeschwindigkeit. Dadurch entsteht ein großer Einfluss auf die Verbrennungsprozedur und damit auf die Temperatur- und Konzentrationsverteilung. Aus diesem Grund wurde bereits in Voruntersuchungen eine Reihe an Berechnungen mit unterschiedli-

chen Werten durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind zum Teil in [133] dargestellt.

Alle Berechnungen zeigten, dass beide Modellkonstanten nur einen sehr geringen Einfluss auf die Abgastemperatur haben. Stärker ist der Einfluss auf die Flammentemperatur und die Flammenlänge, wobei hier die erste Konstante (Modellkonstante A) dominant ist. Wird der Wert dieser Konstante verringert, verringert sich die maximale Flammentemperatur und deren Position nähert sich dem Brenner. Die Umsetzung des Kohlenmonoxids wird verlangsamt, wodurch die Flamme deutlich länger wird. Gleichzeitig sinken die maximalen Kohlendioxidkonzentrationen. Wird der Wert vergrößert, kann eine kürzere Flamme erreicht werden. Die Flammentemperaturen hingegen steigen und bewegen sich dementsprechend entgegen der gewünschten Richtung. Im Gegensatz zur Konstante A hat die Konstante B nur einen geringen Einfluss. Durch die Erhöhung des B-Wertes wird zwar die Bildung von Kohlenmonoxid gesteigert, die Veränderungen hinsichtlich der Flammentemperatur und Flammenlänge durch diesen Faktor sind allerdings gering.

Da die Rechnungen in den Voruntersuchungen mit anderen Betriebsgrößen durchgeführt wurden, werden nachfolgend zwei Berechnungen (Ref. 1a und Ref. 1b) mit unterschiedlichen A- und B-Werten vorgestellt, die mit dem Referenzfall (Ref. 1) direkt verglichen werden können.

Die Referenzrechnung (Ref. 1) wurde mit den Konstanten $A = 4$ und $B = 0,5$ durchgeführt. Diese Werte werden von Magnussen & Hjertager für turbulente Diffusionsflammen angegeben und sind in Fluent voreingestellt. Die Variante Ref. 1b erfolgte mit $A = 0,6$ und $B = 10^{20}$. Diese Werte, die in umfangreichen Studien ermittelt wurden, werden von der IFRF vorgeschlagen. Die entsprechenden Werte für die Variante Ref. 1a wurden ausgehend von den Ergebnissen der beiden anderen Rechnungen zur Bestätigung des tendenziellen Verhaltens gewählt ($A = 1,3$ und $B = 10^{20}$). Die Ergebnisse sind nachfolgend in Tabelle 7.12 und Abbildung 7.25 bis Abbildung 7.27 sowie in ausführlicher Form im Kapitel 10.8 (Abbildung 10.43 bis Abbildung 10.46) dargestellt und bestätigen die bereits in den Voruntersuchungen gewonnenen Erkenntnisse.

Tabelle 7.12: Mess- und Berechnungswerte für unterschiedliche A- und B-Werte

	T_{\max}	$\text{Pos}_{T_{\max}}$	CO_{\max}	Flammenlänge	T_{KBA}	O_2, KBA	CO_2, KBA
	[°C]	[mm]	[ppm]	[mm]	[°C]	[Vol.-%, tr.]	[Vol.-%, tr.]
Messung	1305	335	49.000	530	925	10,8	5,9
Ref. 1: FR/ED-Modell A = 4 & B = 0,5	1748	333	9.000	378	905	11,2	5,8
Ref. 1a: FR/ED-Modell A = 1,3 & B = 10^{20}	1669	310	23.177	517	903	11,2	5,8
Ref. 1b: FR/ED-Modell A = 0,6 & B = 10^{20}	1540	288	23.210	925	911	11,2	5,8

Durch die Reduzierung des A-Wertes von 4 auf 1,3 bzw. 0,6 kommt es zu einer Reduzierung der Flammentemperatur um ca. 80 bzw. ca. 200 K sowie deren Positionsverschiebung

in Richtung des Brenners um ca. 20 bzw. 45 mm. Gleichzeitig verlängert sich die Flamme um ca. 140 (Faktor 1,37) bzw. 550 mm (Faktor 2,45). Verursacht durch die Erhöhung des B-Wertes von 0,5 auf 10^{20} liegen die maximalen Kohlenmonoxidkonzentrationen bei ca. 23.200 ppm statt bei 9.000 ppm (Ref. 1).

Die 2-dimensionalen Temperatur- und Kohlenmonoxidverteilungen für die unterschiedlichen Modellparameter sind in Abbildung 7.25 und Abbildung 7.26 dargestellt. Abbildung 7.27 zeigt die entsprechenden Kohlendioxidverteilungen. Die maximalen Kohlendioxidkonzentrationen liegen hiernach bei 11,5 Vol.-% für Ref. 1, bei 11,2 Vol.-% für Ref. 1a und 10,9 Vol.-% für Ref. 1b.

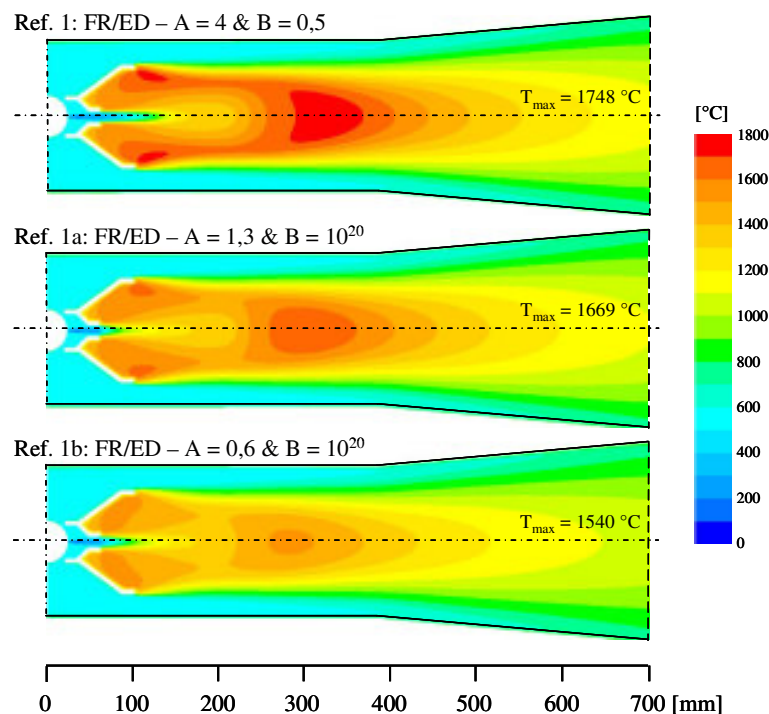


Abbildung 7.25: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen A- und B-Werten berechneten Temperaturverteilungen

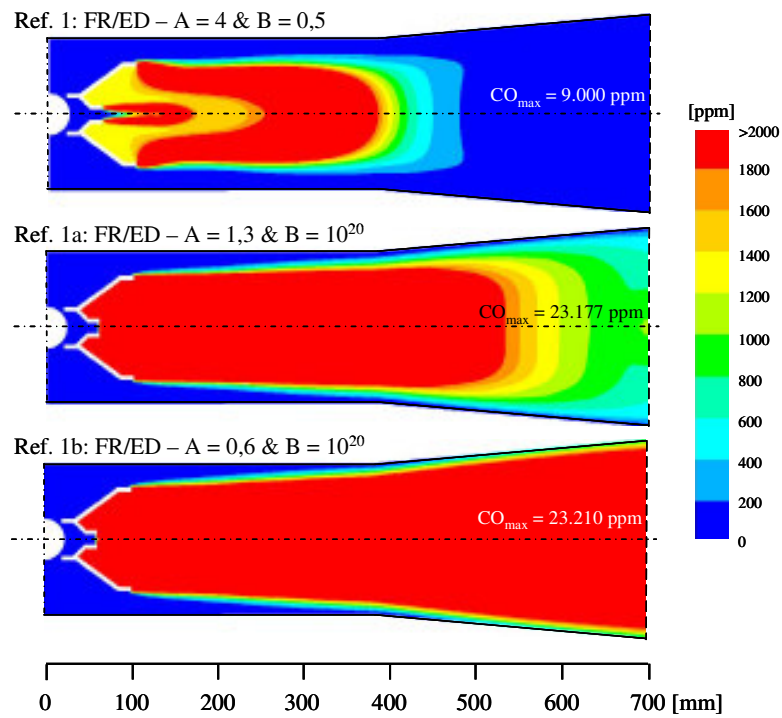


Abbildung 7.26: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen A- und B-Werten berechneten Kohlenmonoxidverteilungen

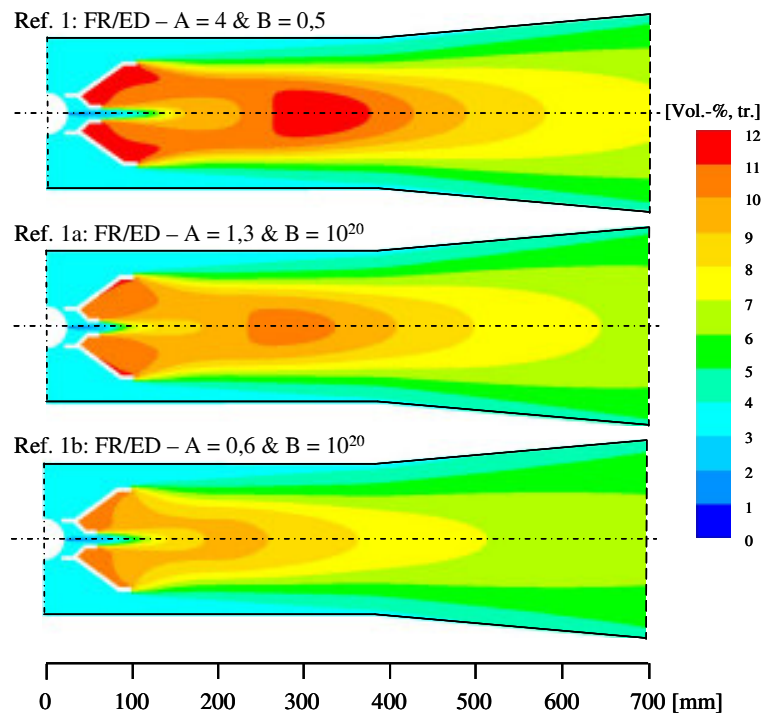


Abbildung 7.27: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen A- und B-Werten berechneten Kohlendioxidverteilungen

Als Fazit kann festgehalten werden, dass durch die Variation der beiden Modellkonstanten A und B das Berechnungsergebnis zwar beeinflusst, eine ausreichende Anpassung an die Messergebnisse jedoch nicht erreicht werden kann.

Die beste Annäherung an die Messung wurde mit der Variante Ref. 1a ($A = 1,3$ und $B = 10^{20}$) erreicht. In Abbildung 7.28 und Abbildung 7.29 sind die berechneten und gemessenen Verteilungen der Sauerstoff- und Kohlenmonoxidkonzentrationen dargestellt.

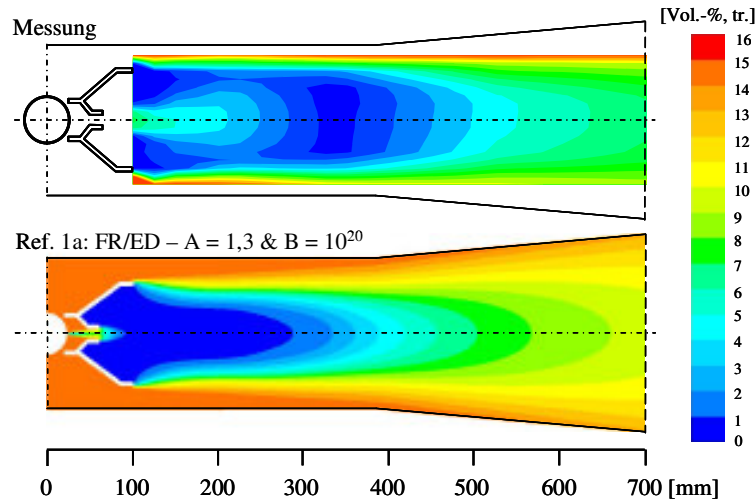


Abbildung 7.28: Vergleich der im GT-Betrieb gemessenen und mit $A = 1,3$ und $B = 10^{10}$ für den GT-Betrieb berechneten Sauerstoffverteilungen

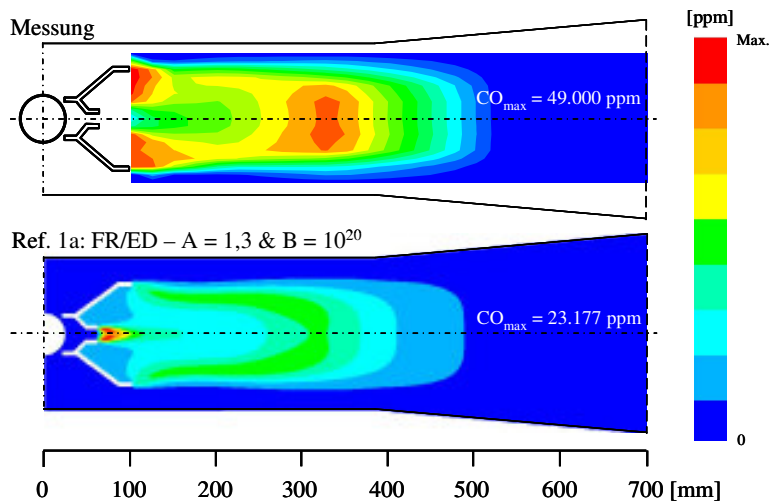


Abbildung 7.29: Vergleich der im GT-Betrieb gemessenen und für den GT-Betrieb mit $A = 1,3$ und $B = 10^{10}$ berechneten Kohlenmonoxidverteilungen (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

7.2.5.2 Variation der laminaren Flammgeschwindigkeit

In Kapitel 7.2.5 wurden die Temperaturen und Spezieskonzentrationen für unterschiedliche Verbrennungsmodelle mit experimentellen Daten verglichen. Hierbei zeigte das EDC-Modell die beste Lösung. In Bezug auf die geplanten Parameterstudien stellt allerdings die hohe Rechenzeit dieses Modells einen kritischen Punkt dar. Wesentlich geringer ist die Rechenzeit für das Partially-Premixed-Combustion-Modell. Die 2-dimensionalen Vertei-

lungen der Spezieskonzentrationen zeigen, verglichen mit dem EDC-Modell, eine etwas schlechtere Übereinstimmung mit den experimentellen Werten, können aber als ausreichend bewertet werden.

Um das Partially-Premixed-Combustion-Modell für die Parameterstudien verwenden zu können, musste eine vollständigen Umsetzung des Brennstoffes (bisher 0,4 Vol.-% Methan im KB-Abgas) erreicht werden. Gelöst wurde das Problem durch Modifikation der laminaren Flammengeschwindigkeiten. Zuvor wurden die Konstanten des Partially-Premixed-Combustion-Modells variiert. Eine vollständige Umsetzung (Methananteil im Rauchgas gleich Null) konnte allerdings mit keiner dieser Berechnungsvarianten erzielt werden.

Der Einfluss der Turbulenz wird durch die Beziehung zwischen laminarer und turbulenter Flammengeschwindigkeit berücksichtigt. Die laminare Flammengeschwindigkeit U_l ist die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flammenfront in einer laminaren Brennstoff-Oxidator-Strömung. Die Flammengeschwindigkeit hängt vom Brennstoff, Mischungsverhältnis (Äquivalenzverhältnis, Brennstoff-Sauerstoff-Verhältnis), Temperatur und Druck ab. Ist die Strömung turbulent, so wird die Flammengeschwindigkeit durch die Turbulenz deutlich erhöht.

In Fluent wird die turbulente Flammengeschwindigkeit U_t nach folgender Gleichung berechnet:

$$U_t = A(u')^{3/4} U_l^{1/2} \alpha^{-1/4} I_t^{1/4} \quad (\text{Gl. 8.2})$$

mit
$$I_t = C_D \frac{(u')^3}{\varepsilon} \quad (\text{Gl. 8.3})$$

Da es sehr schwierig ist, genaue Werte für die laminaren Flammengeschwindigkeiten analytisch zu bestimmen, werden diese durch Versuche oder durch 1-dimensionale Simulationen bestimmt. Fluent verwendet zur Berechnung der laminaren Flammengeschwindigkeiten die von Gottgens [134] angepassten Kurven, die im Programm prePDF als abschnittsweise-lineare, polynomische Funktionen vom Mischungsbruch hinterlegt sind und innerhalb der Reaktionsgrenzen des jeweiligen Brennstoffes durch zehn Stützstellen beschrieben werden.

Tabelle 7.13: Laminare Flammengeschwindigkeit als abschnittsweise-lineare Funktion vom Mischungsbruch für den Berechnungsfall V3

	Mischungsbruch f [Masse-%]	Laminare Flammengeschw. U_l [m/s]		Mischungsbruch f [Masse-%]	Laminare Flammengeschw. U_l [m/s]
1	0,011	$1,7 \cdot 10^{-4}$	6	0,060	0,99
2	0,021	0,39	7	0,070	0,69
3	0,031	1,00	8	0,080	0,36
4	0,040	1,40	9	0,089	0,10
5	0,050	1,24	10	0,10	$9,36 \cdot 10^{-7}$

Die Reaktionsgrenzen und die laminaren Flammengeschwindigkeiten für den unveränderten Berechnungsfall (Rechnung V3 aus Kapitel 7.2.5) sind in Tabelle 7.13 aufgeführt. Der erste Wert gibt die untere (magere) und der zehnte die obere (fette) Mischungsbruchgrenze für die laminare Flammengeschwindigkeit an. Mischungen, die außerhalb dieser Reaktionsgrenzen liegen, verbrennen nicht und haben eine laminare Flammengeschwindigkeit von Null.

Die Variation der laminaren Flammengeschwindigkeit erfolgte in der Form, dass die sehr geringe Geschwindigkeit für die magere Mischungsbruchgrenze erhöht wurde. In Tabelle 7.14 sowie in Abbildung 7.30 und Abbildung 7.31 sind die Ergebnisse für den unveränderten Berechnungsfall V3 ($U_{l,1} = 1,7 \cdot 10^{-4}$ m/s) und für die Berechnungsvariante V3a, in der der erste Wert aus Tabelle 7.13 auf $U_{l,1} = 0,1$ m/s gesetzt wurde, gegenübergestellt. Abbildung 7.30 zeigt die laminare Flammengeschwindigkeitsverteilung für die beiden Berechnungen im Darstellungsbereich von 0,1 bis 1,4 m/s.

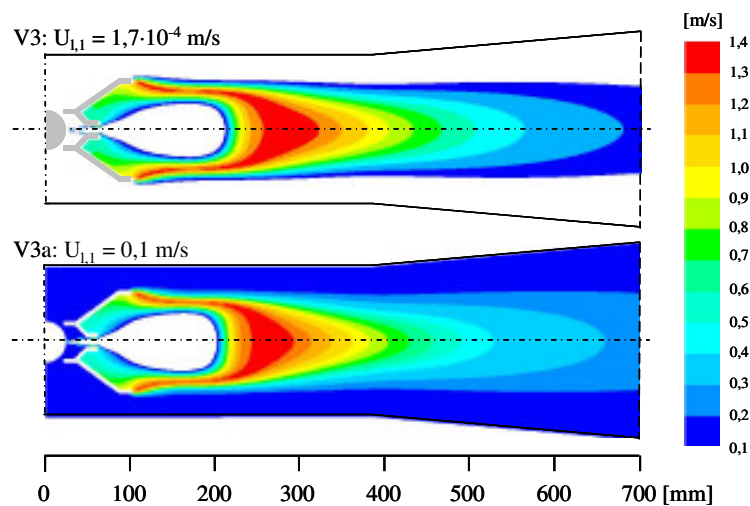


Abbildung 7.30: Vergleich der laminaren Flammengeschwindigkeitsverteilungen für die Rechnung V3 und V3a

Durch die Erhöhung der Geschwindigkeit konnte erreicht werden, dass das Methan innerhalb der simulierten Kanalstrecke vollständig umgesetzt wird (Abbildung 7.31) und die KB-Abgastemperatur sowie die Sauerstoff- und Kohlendioxidkonzentration im KB-Abgas mit den Werten der anderen Verbrennungsmodelle übereinstimmen (vgl. Tabelle 7.11 und Tabelle 7.14). Auf die qualitative Lösung hat die veränderte Geschwindigkeit nur einen sehr geringen Einfluss (siehe Kapitel 10.9, Abbildung 10.47 bis Abbildung 10.49).

Tabelle 7.14: Berechnungswerte für unterschiedliche laminare Flammengeschwindigkeiten

	T_{\max} [°C]	$\text{Pos}_{T_{\max}}$ [mm]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	O_2, KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2, KBA [Vol.-%, tr.]
V3 : $U_{l,1} = 1,7 \cdot 10^{-4}$ m/s	1624	302	120.523	475	856	11,8	5,5
V3a: $U_{l,1} = 0,1$ m/s	1626	297	121.753	464	904	11,2	5,8

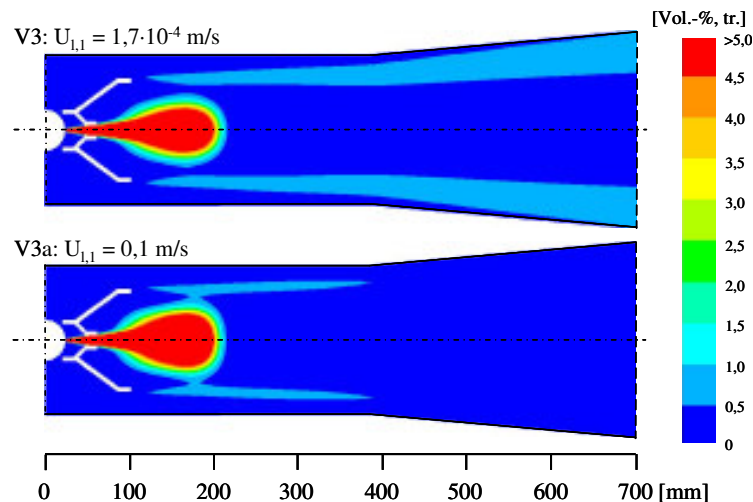


Abbildung 7.31: Vergleich der für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen laminaren Flammgeschwindigkeiten berechneten Methanverteilungen

7.2.6 Kombination der Teilmodelle

In Kapitel 7.2.4 und 7.2.5 wurden fünf Turbulenzmodelle sowie vier Verbrennungsmodelle hinsichtlich ihrer Anwendung auf die vorliegende Problematik getestet, wobei in beiden Fällen jeweils vom Referenzfall ausgegangen wurde. Unter Berücksichtigung der Berechnungszeit und Genauigkeit der Vorhersage hat sich dabei für die Strömungs- bzw. Turbulenzmodellierung das RNG-k- ϵ -Modell und für die Reaktionsmodellierung das modifizierte Partially-Premixed-Combustion-Modell als am geeignetsten erwiesen.

Durch die Kombination der beiden Modelle wird die Reaktionszone auf der Mittelachse, verdeutlicht durch die Heißgebiete in Abbildung 7.32, weiter vom Brenner entfernt berechnet (siehe auch Kapitel 10.10, Abbildung 10.50 bis Abbildung 10.52). Hierdurch ergibt sich eine deutlich längere Flamme, was wiederum zu einer Überschätzung der Flammenlänge durch die Simulation führt (Abbildung 7.33). Gleichzeitig kommt es zu einer erneuten Steigerung der berechneten, maximalen Flammentemperatur.

Die Berechnungswerte für die unterschiedlichen Modellkombinationen sind in Tabelle 7.15 aufgeführt. Die dargestellten Ergebnisse führten dazu, dass alle weiteren Berechnungen nicht mit dem RNG-k- ϵ -, sondern mit dem Standard-k- ϵ -Modell durchgeführt wurden.

Tabelle 7.15: Berechnungswerte für unterschiedliche Modellkombinationen

	T_{\max}	$\text{Pos}_{T_{\max}}$	CO_{\max}	Flammenlänge	T_{KBA}	O_2, KBA	CO_2, KBA
	[°C]	[mm]	[ppm]	[mm]	[°C]	[Vol.-%, tr.]	[Vol.-%, tr.]
Messung	1305	335	49.000	530	925	10,8	5,9
Part.-Prem.-Comb.-M. mit Standard.-k-ϵ-M.	1626	297	121.753	464	904	11,2	5,8
Part.-Prem.-Comb.-M. mit RNG-k-ϵ-M.	1673	530	131.238	640	899	11,2	5,8

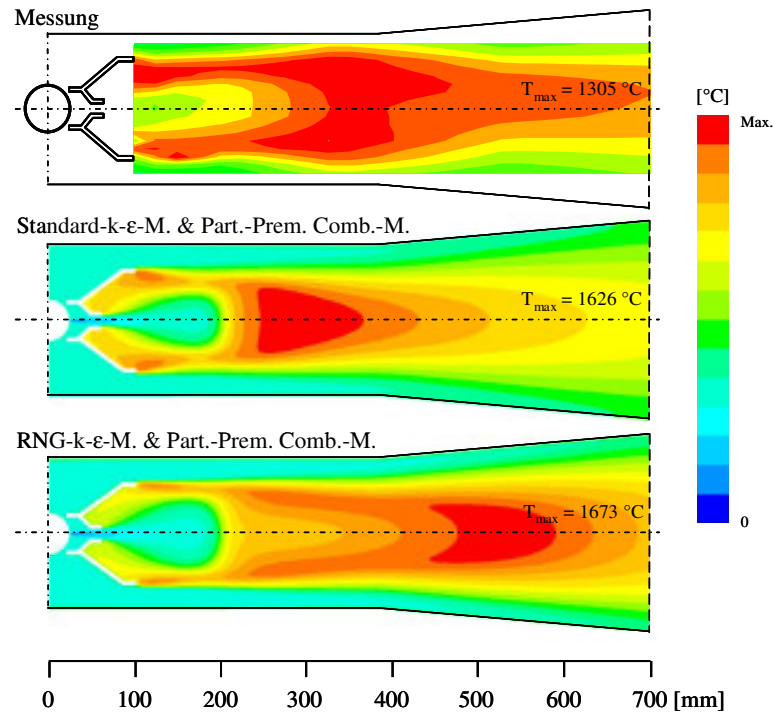


Abbildung 7.32: Vergleich der im GT-Betrieb gemessenen und für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Modellkombinationen berechneten Temperaturverteilungen (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

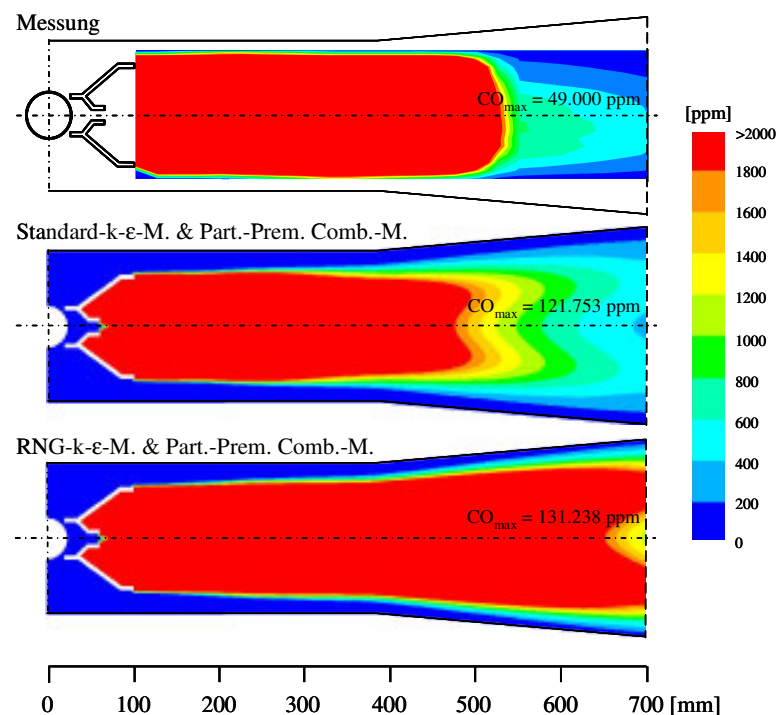


Abbildung 7.33: Vergleich der im GT-Betrieb gemessenen und für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Modellkombinationen berechneten Kohlenmonoxidverteilungen

7.3 Vergleich der Mess- und Berechnungsergebnisse

Nach der Simulation des GT-Betriebes wurde der FL-Betrieb mit den für den GT-Betrieb optimalen Fluent-Einstellungen berechnet. In den beiden folgenden Unterkapiteln sind die beiden Berechnungen den entsprechenden Messungen (Kapitel 7.1.1) gegenübergestellt. Die Vergleiche zeigen die Genauigkeit der numerischen Vorhersagen und dienen zum Nachweis der Anwendbarkeit für verschiedene Betriebszustände.

In ausführlicherer Form sind die Ergebnisse für den GT-Betrieb in Kapitel 10.11 (Abbildung 10.53 bis Abbildung 10.62) und für den FL-Betrieb in Kapitel 10.12 (Abbildung 10.63 bis Abbildung 10.72) aufgeführt. Nachfolgend (Kapitel 7.3.1 und Kapitel 7.3.2) sind für beide Betriebsweisen die 2-dimensionalen Temperatur-, Sauerstoff-, Kohlenmonoxid- und Kohlendioxidverteilungen sowie die entsprechenden Profile auf der Mittelachse (axial, $y = 0$,) und über die Kanalbreite (vertikal) an den Positionen $x = 125$, $x = 210$ und $x = 530$ mm dargestellt. Für den GT-Betrieb sind zudem die berechneten und mit der CCD-Kamera aufgenommenen OH- und Geschwindigkeitsverteilungen abgebildet.

7.3.1 Vergleich der Mess- und Berechnungsergebnisse des GT-Betriebes

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse für den GT-Betrieb verglichen. Ziel dieses Vergleichs ist es, die numerischen Vorhersagen hinsichtlich ihrer Genauigkeit zu beurteilen und die wesentlichen Unterschiede zwischen Messung und Rechnung herauszustellen. Die für die Berechnung dargestellten Ergebnisse resultieren aus der im Kapitel 7.2.5.2 beschriebenen Berechnung (Rechnung V3a), die mit dem modifizierten Partially-Premixed-Combustion-Modell in Kombination mit dem Standard-k- ϵ - und dem Discrete-Ordinates-Modell (mit $T_{\text{wand}} = 1073$ K, $\epsilon_{\text{wand}} = 0,4$ und 2×2 Strahlengänge) durchgeführt wurde. Die Rechenparameter für die Simulation des GT-Betriebes sowie die den Messergebnissen zugrundeliegenden Betriebsparameter sind in Tabelle 7.16 angegeben. Zur Erinnerung sei hier noch einmal erwähnt, dass sowohl die Messung als auch die Rechnung mit einer Brennerleistung von 150 kW durchgeführt worden sind, wobei im Rahmen der Messung Erdgas und für die Rechnung reines Methan als Brennstoff verwendet wurde. Die sich durch die Volumenströme ergebenden Geschwindigkeitsunterschiede sind über eine Korrektur der Einströmflächen ausgeglichen worden.

Tabelle 7.16: Betriebs- und Rechenparameter für den GT-Betrieb

	\dot{V}_{Gas} [m ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{GTA} [m ³ /h]	v_{GTA} [m/s]	T_{GTA} [°C]	$\text{O}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{CO}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	λ_{ZSF} [-]
Messung	14	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
Rechn. (V3a)	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1

Wie schon im Rahmen der vorangegangenen Parameterstudie festgestellt wurde, werden die maximalen Flammentemperaturen und die maximalen Kohlenmonoxidkonzentrationen deutlich zu hoch berechnet. Die jeweiligen Differenzen zwischen den Mess- und Berechnungswerten betragen für den GT-Betrieb ca. 321 K bzw. ca. 73.000 ppm. Die Unterschiede der bei $x = 2385$ mm bestimmten KB-Abgaswerte sind gering und liegen im Rahmen der Messgenauigkeit.

Tabelle 7.17: Mess- und Berechnungswerte des GT-Betriebes

	T_{\max}	$\text{Pos}_{T_{\max}}$	$\text{CO}_{2,\max}$	CO_{\max}	Flammenlänge	T_{KBA}	$\text{O}_{2, \text{KBA}}$	$\text{CO}_{2, \text{KBA}}$
	[°C]	[mm]	[Vol.-%, tr.]	[ppm]	[mm]	[°C]	[Vol.-%, tr.]	[Vol.-%, tr.]
Messung	1305	335	9,0	≈49.000	530	925	10,8	5,9
Rechn. (V3a)	1626	297	10,6	≈122.000	464	904	11,2	5,8

Abbildung 7.34 zeigt die Kontur der gemessenen und der berechneten Temperaturen. Die Form und Lage der Heißgebiete werden in der Simulation gut wiedergegeben. Sowohl das Heißgebiet auf der Mittelachse wie auch die beiden Heißgebiete an den beiden äußeren Brennerkanten werden erfasst. Wie sich in den in Abbildung 7.35 dargestellten Temperaturprofilen zeigt, stimmen speziell im Bereich der äußeren Heißgebiete und im stromab von $x = 530$ mm liegenden Bereich die Temperaturen bei Simulation und Messung gut überein. Einzig die Temperatur auf der Mittelachse wird in der Simulation bis $x = 210$ mm zunächst unter- und von dort bis $x = 530$ mm überschätzt. Die Temperaturdifferenz liegt in diesem Bereich bei bis zu 350 K. Die mit knapp über 900 °C berechnete Abgastemperatur wird wiederum recht genau vorhergesagt.

Abbildung 7.36 bis Abbildung 7.41 zeigen die Kontur- und Profildarstellungen der Sauerstoff-, Kohlenmonoxid- und Kohlendioxidkonzentrationen. Wie schon im vorangegangenen Kapitel dargestellt, wird das Flammenbild recht gut durch die 2-dimensionalen Konturen der Berechnung wiedergegeben. Bestätigt werden die guten Ergebnisse durch die Profilverläufe. So wird z. B. der schnelle axiale Abfall des Sauerstoffs und der damit verbundene schnelle Anstieg des Kohlenmonoxids und -dioxids durch die Rechnung gut, wenn gleich etwas zu stark in der Ausprägung (zu schnelle Umsetzung), wiedergegeben. In der Berechnung ist die Umsetzung des Kohlenstoffs zu Kohlenmonoxid und die anschließende Umsetzung des Kohlenmonoxids zu Kohlendioxid etwas zu schnell, so dass das nach den Messwerten zu erwartende Sauerstoffminimum und die zu erwartenden Kohlenmonoxid und -dioxidmaxima hier um etwa 200 mm zu früh berechnet werden. In Bezug auf die Flammenlänge kommt es durch die zu schnelle Umsetzung in der Simulation zu einer um etwa 70 mm kürzeren Flamme. Analog zur maximalen Flammentemperatur wird auch die maximale Kohlendioxidkonzentration etwas zu hoch berechnet. Die Differenz beträgt ca. 1,6 Vol.-%.

Die vertikalen Speziesverläufe stimmen ebenfalls gut mit den Messwerten überein, wobei im vorderen Bereich ($x = 125$ mm und $x = 210$ mm) die berechneten Profile etwas schmaler als die gemessenen sind. Weiter stromab (ab $x = 530$ mm) weichen die Simulationsergebnisse weniger stark voneinander ab, so dass auch die im Rauchgas gemessenen Sauerstoff- und Kohlendioxidkonzentrationen in guter Näherung bestimmt werden.

Die gute Qualität der numerischen Vorhersagen spiegelt sich ebenfalls in Abbildung 7.42 und Abbildung 7.43 wieder. Die Abbildungen zeigen die mit der CCD-Kamera aufgenommenen OH- und Geschwindigkeitsverteilungen sowie die äquivalenten numerischen Lösungen. Die OH-Verteilung der Messung entstand aus der Mittelung von 25 Einzelaufnahmen. Die gemessene Geschwindigkeit ist die gemittelte Geschwindigkeit

aus dreißig Einzelbildern einer Messreihe. Die gesamte Aufnahmezeit der 25 bzw. 30 Einzelbilder betrug weniger als 3 Sekunden.

Das Verbrennungsradikal OH ist zum einen für die Oxidation von Kohlenmonoxid hauptverantwortlich und tritt zum anderen verstärkt in extrem heißen Bereichen einer Verbrennung auf. Mit Hilfe der OH-Detektion können sowohl Rückschlüsse auf die Kontur einer Flamme – also auf die Randbereiche – als auch auf die Zonen verstärkter Verbrennungsintensität gezogen werden. Die gemessenen und berechneten OH-Verteilungen (Abbildung 7.42) geben die Flammenstruktur wieder, wie sie durch die Temperatur- und Speziesverteilungen dargestellt werden. In beiden Abbildungen (Messung und Rechnung) werden die Heißgebiete bzw. Reaktionszonen an den beiden äußeren Brennerkanten durch erhöhte OH-Intensitäten dargestellt. Auch das Verschmelzen dieser beiden Reaktionszonen zu einer Reaktionszone wird durch die berechnete OH-Verteilung in guter Übereinstimmung mit der Temperaturverteilung (Abbildung 7.34) wiedergegeben. Dieser Bereich konnte aus Gründen der eingeschränkten optischen Zugänglichkeit der Kanalstrecke mit der Kamera nicht erfasst werden.

Die Strömungsgeschwindigkeiten sind in Abbildung 7.43 durch die Farbskala und die Strömungsrichtungen durch die Vektoren gekennzeichnet. Wesentliche Merkmale der Strömung sind die kegelförmige Brennstoffeindüsung, die durch den Einbau des Brenners beschleunigte Abgasströmung und die beiden Rezirkulationszonen an den Innenseiten der Brennerschenkel.

Die Geschwindigkeitsmessung erfolgte mittels Particle Image Velocimetry (PIV) durch die Auswertung von Partikelbildern. Wie bei den OH-Aufnahmen konnte auch bei dieser Messung das Geschwindigkeitsfeld nur bis $x = 230$ mm ermittelt werden (Abbildung 7.43, obere Darstellung). Hinzu kam, dass lediglich dem Gasstrom Partikel zugeführt wurden und die fehlenden Partikel im Abgasstrom zu fehlerhaften Abgasgeschwindigkeiten führten. Aus diesem Grund musste der obere und untere Messbereich für die Bildbearbeitung abgeschnitten werden, so dass die neben dem Brenner auftretende maximale Abgasgeschwindigkeit (ca. 36 m/s) nicht gemessen werden konnte und der Einfluss der Kanalverengung nur am oberen und unteren Rand des Bildes zu erkennen ist. Auch die hohe Austrittsgeschwindigkeit des Brenngases (ca. 177 m/s) konnte durch die PIV-Messung nur ansatzweise sichtbar gemacht werden. Die Brennstoffeindüsung ist nicht in der ausgeprägten Form wie in der Rechnung zu erkennen ist, was daran liegt, dass aus messtechnischen Gründen die Lichtschnittebene nicht durch die Düsenmitte, sondern leicht über die Düse gelegt werden musste. Für die Rezirkulationsgebiete wurden Axialgeschwindigkeiten bis zu -15 m/s gemessen.

Die berechnete Geschwindigkeitsverteilung ist in Abbildung 7.43 durch das untere Bild dargestellt. Die numerische Simulation gibt die reale Strömung mit den entsprechenden Rezirkulationszonen sehr gut wieder. Aber auch quantitativ wird die Strömung gut beschrieben.

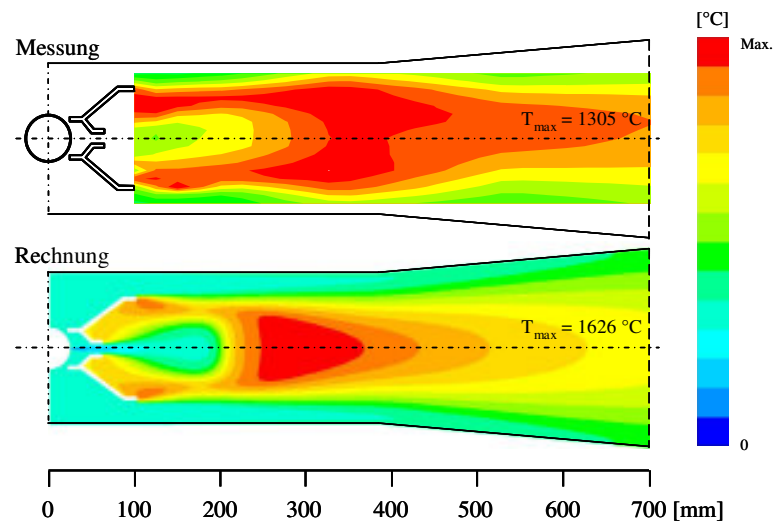


Abbildung 7.34: Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturverteilung des GT-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

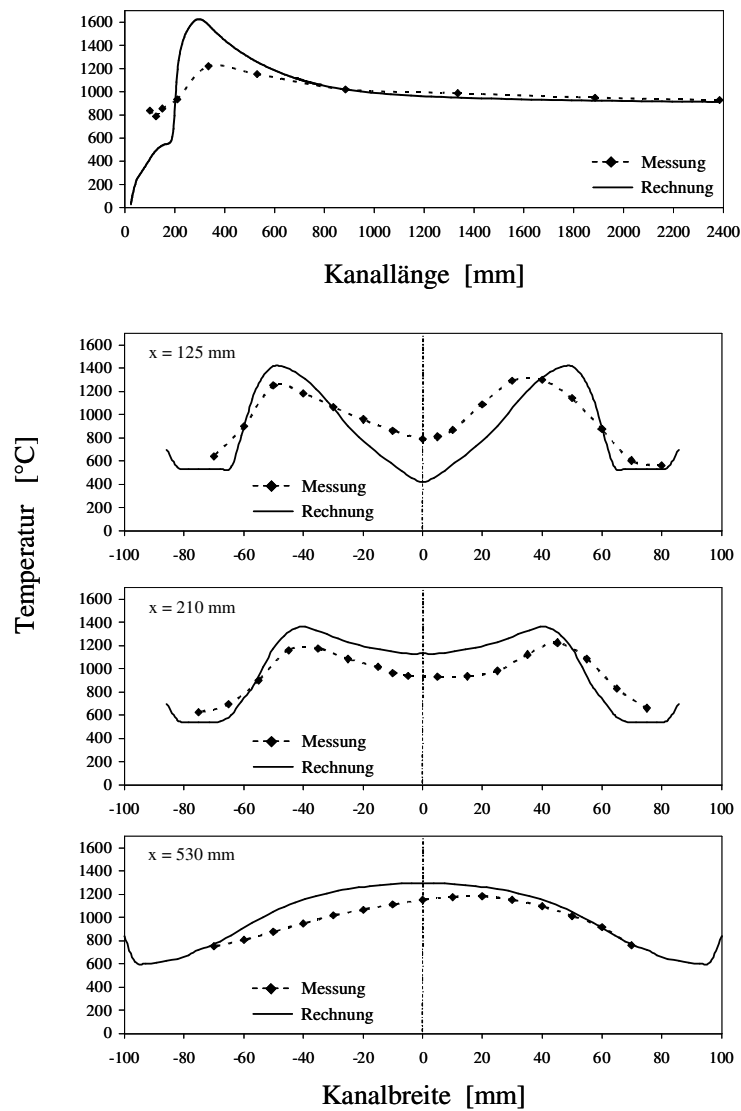


Abbildung 7.35: Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturprofile des GT-Betriebes

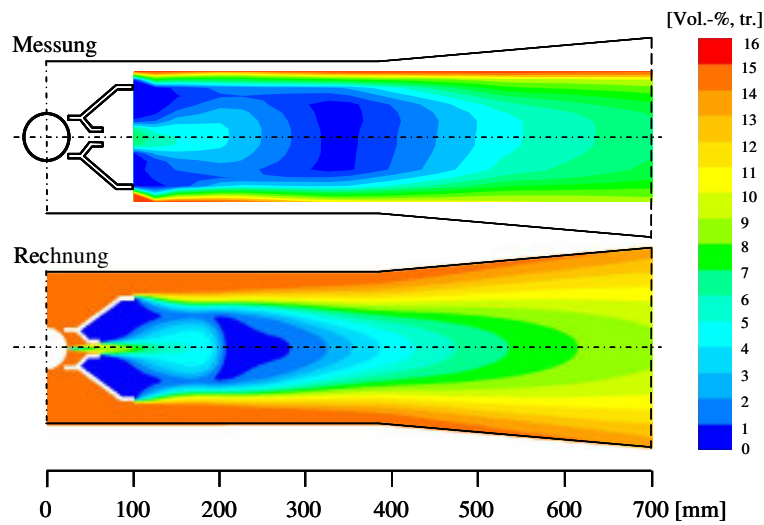


Abbildung 7.36: Vergleich der gemessenen und berechneten Sauerstoffverteilung des GT-Betriebes

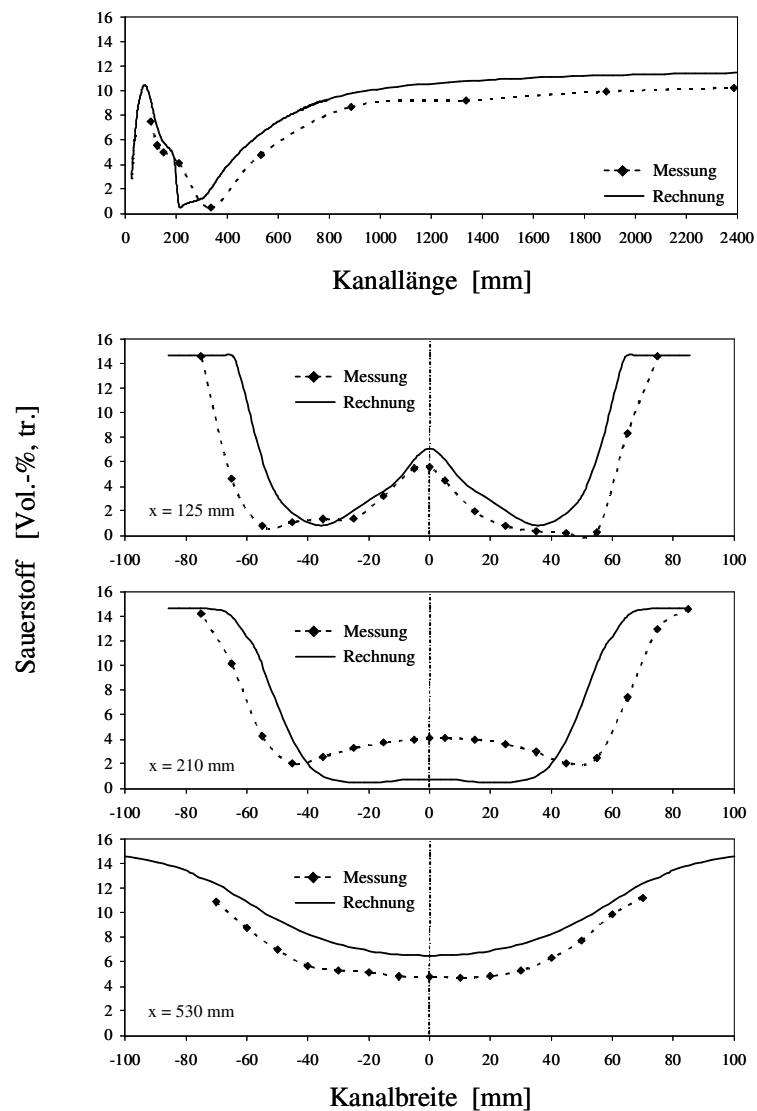


Abbildung 7.37: Vergleich der gemessenen und berechneten Sauerstoffprofile des GT-Betriebes

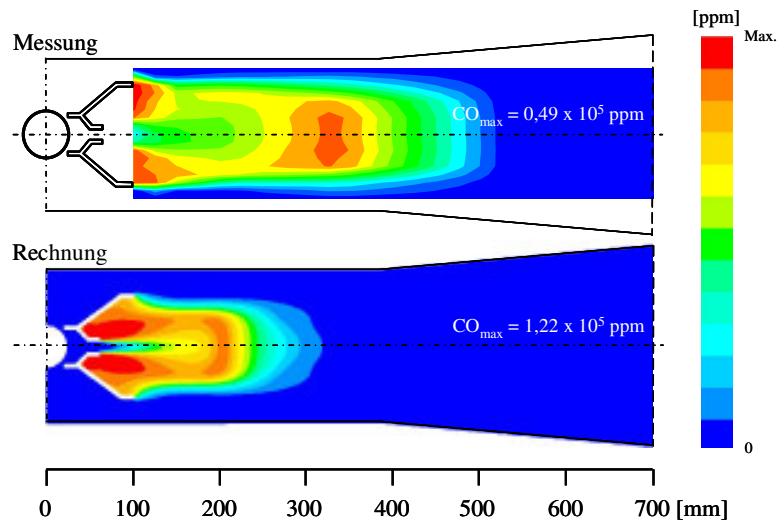


Abbildung 7.38: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlenmonoxidverteilung des GT-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

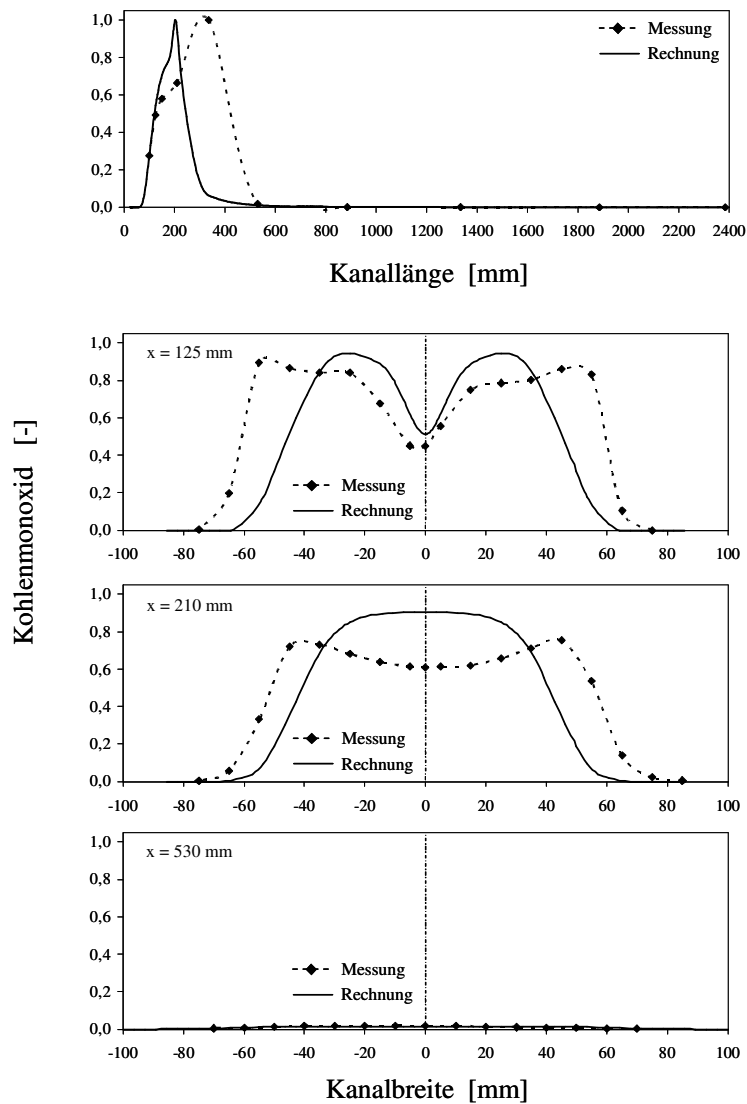


Abbildung 7.39: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlenmonoxidprofile des GT-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

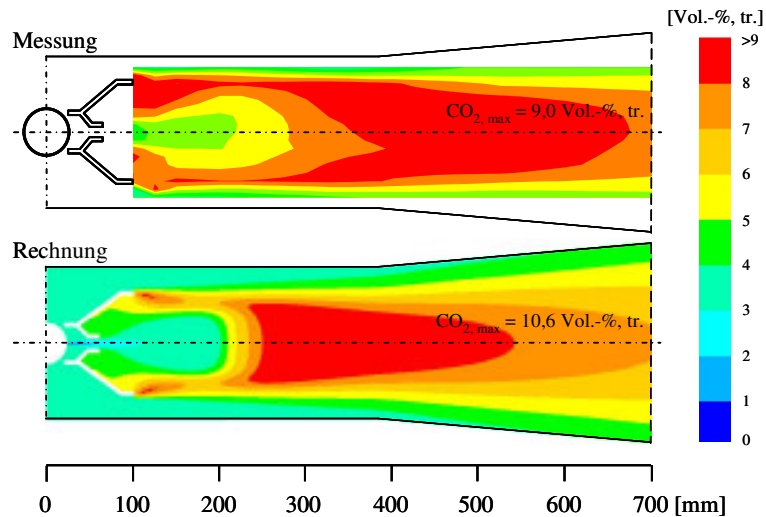


Abbildung 7.40: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlendioxidverteilung des GT-Betriebes

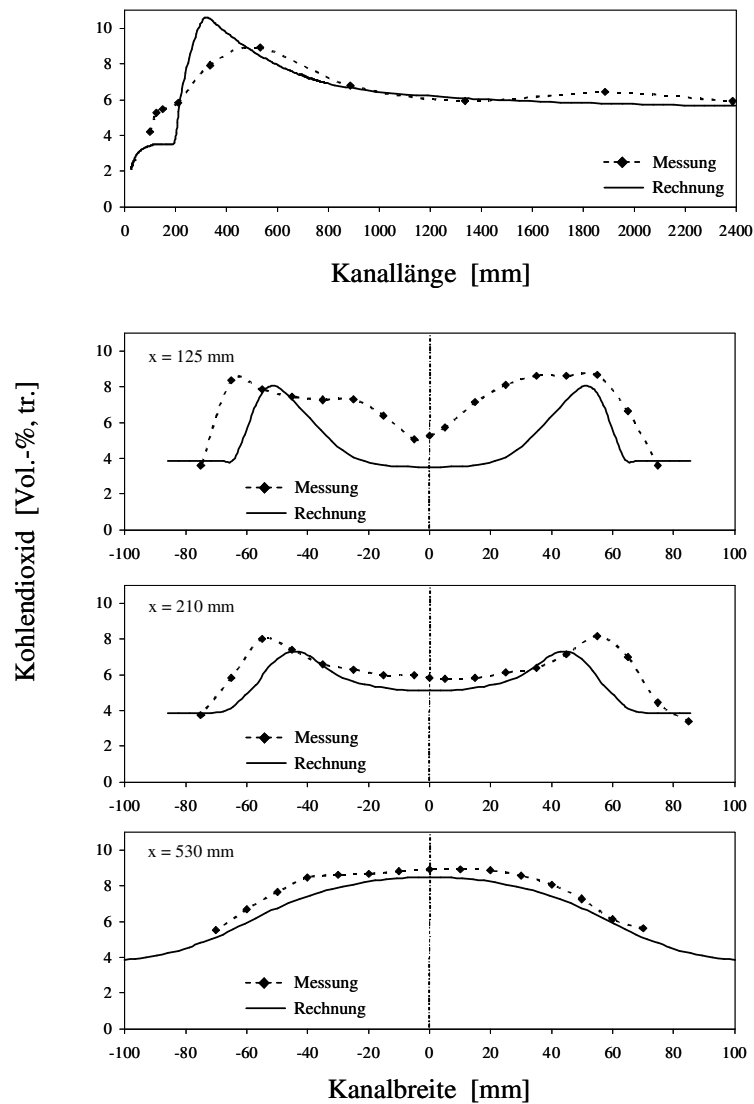


Abbildung 7.41: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlendioxidprofile des GT-Betriebes

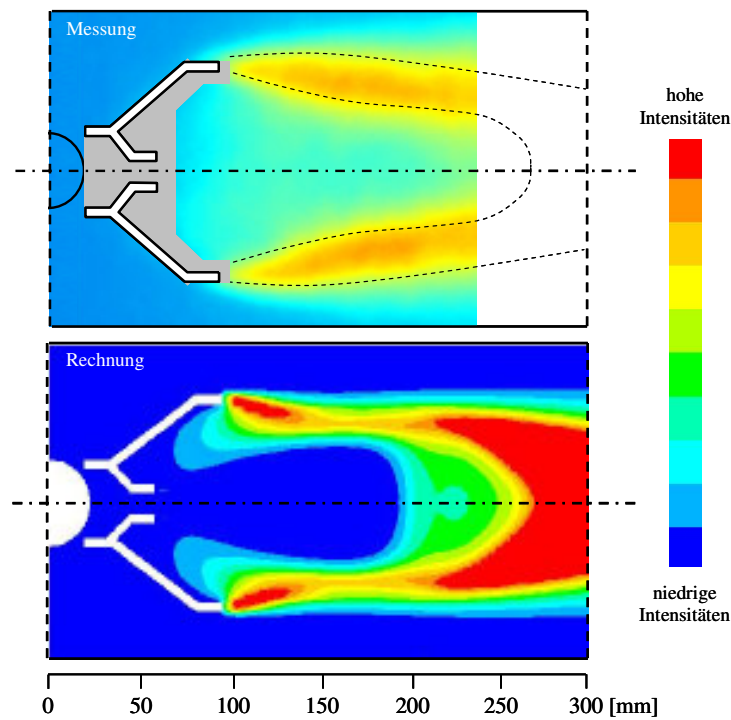


Abbildung 7.42: Vergleich der gemessenen und berechneten OH-Verteilung des GT-Betriebes

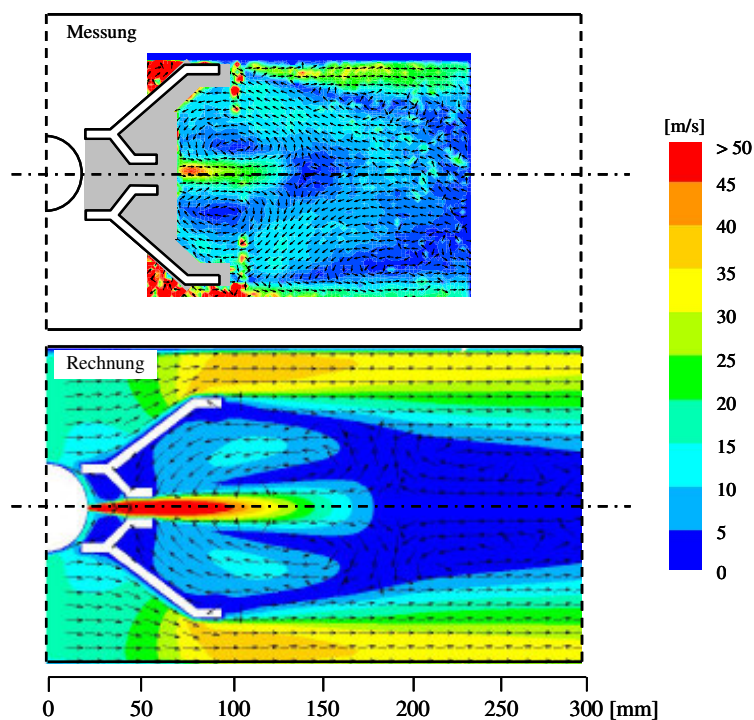


Abbildung 7.43: Vergleich der gemessenen und berechneten Geschwindigkeitsverteilung des GT-Betriebes

7.3.2 Vergleich der Mess- und Berechnungsergebnisse des FL-Betriebes

Um nachzuweisen, inwieweit die für den GT-Betrieb optimalen Fluent-Einstellungen auch für andere Betriebszustände gültig sind, wurde mit diesen Einstellungen (lediglich die Ka-

nalwände wurden statt mit 850 °C mit einer Temperatur von 800 °C belegt) der FL-Betrieb simuliert und mit den entsprechenden Messwerten verglichen. Die Betriebs- und Rechenparameter sowie die Mess- und Berechnungswerte des FL-Betriebes sind in Tabelle 7.18 und Tabelle 7.19 angegeben.

Tabelle 7.18: Betriebs- und Rechenparameter für den FL-Betrieb

	\dot{V}_{Gas} [m ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{Luft} [m ³ /h]	v_{Luft} [m/s]	T_{Luft} [°C]	O_2, Luft [Vol.-%, tr.]	CO_2, Luft [Vol.-%, tr.]	λ_{ZSF} [-]
Messung	14	177	415	2,1 / 6,6	20	20,9	0	2,9
Rechnung	15	177	415	2,1 / 6,6	20	20,9	0	2,9

Tabelle 7.19: Mess- und Berechnungswerte des FL-Betriebes

	T_{max} [°C]	$\text{Pos}_{T_{\text{max}}}$ [mm]	$\text{CO}_{2, \text{max}}$ [Vol.-%, tr.]	CO_{max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	O_2, KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2, KBA [Vol.-%, tr.]
Messung	1373	530	7,7	≈68.000	885	855	14,3	3,9
Rechnung	1714	630	8,7	≈141.000	1345	869	14,2	3,8

Dem GT-Betrieb entsprechend werden auch im FL-Betrieb die Flammentemperaturen sowie die maximalen Kohlenmonoxid- und Kohlendioxidkonzentrationen zu hoch berechnet. Nach Tabelle 7.19 beträgt die Temperaturdifferenz zwischen Messung und Rechnung ca. 340 K. Die Differenzen für die Kohlenmonoxid- und Kohlendioxidkonzentrationen liegen bei ca. 1 Vol.-%, tr. bzw. ca. 7,3 Vol.-%, tr. (73.000 ppm) und sind vergleichbar mit den Werten des GT-Betriebes. Die Abgaswerte werden, wie bereits für den GT-Betrieb, sehr genau durch die Rechnung vorhergesagt.

Deutliche Unterschiede zeigen sich für den FL-Betrieb auch beim Vergleich der Flammenlängen. Wird wie bisher die 2000 ppm CO-Grenze als Indikator zur Bestimmung der Flammenlänge verwendet, berechnet Fluent eine um ca. 490 mm längere Flamme.

Graphisch dargestellt sind die Temperatur- und Speziesverteilungen in Abbildung 7.44 bis Abbildung 7.51. Wie zuvor im GT-Betrieb geben auch in diesem Fall die 2-dimensionalen Konturen das reale Flammenbild sehr gut wieder. Leichte Abweichungen werden allerdings auch hier beim Vergleich der axialen Profilverläufe sichtbar. Anhand der axialen Sauerstoff- und Kohlendioxidverläufe (Abbildung 7.47 und Abbildung 7.51) ist zu erkennen, dass das Berechnungsmodell die chemische Umsetzung im Bereich $x = 200$ bis $x = 800$ mm zu langsam beschreibt. Das Sauerstoffminimum wird wie im GT-Betrieb etwas zu früh, das Kohlendioxidmaximum hingegen um ca. 250 mm zu spät berechnet.

Die vertikalen Temperatur- und Speziesverläufe stimmen tendenziell gut mit den Messwerten überein. Geringe Unterschiede bestehen allerdings im Brennernahbereich in der radialen Ausdehnung des Temperaturfeldes (Abbildung 7.45). Gegenüber der Messung weist das berechnete Temperaturprofil eine etwas schwächere Aufweitung auf. Dies ist besonders deutlich bei $x = 125$ mm zu erkennen. Mit größer werdendem Abstand zum Brenner zeigt sich allerdings auch in der Simulation der Trend einer stärkeren Aufweitung und weist bereits bei $x = 530$ ein sehr ähnliches Profil auf.

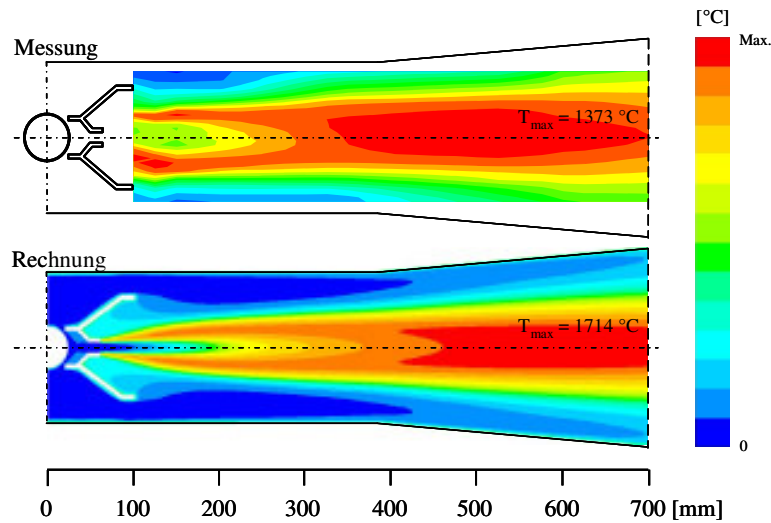


Abbildung 7.44: Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturverteilung des FL-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

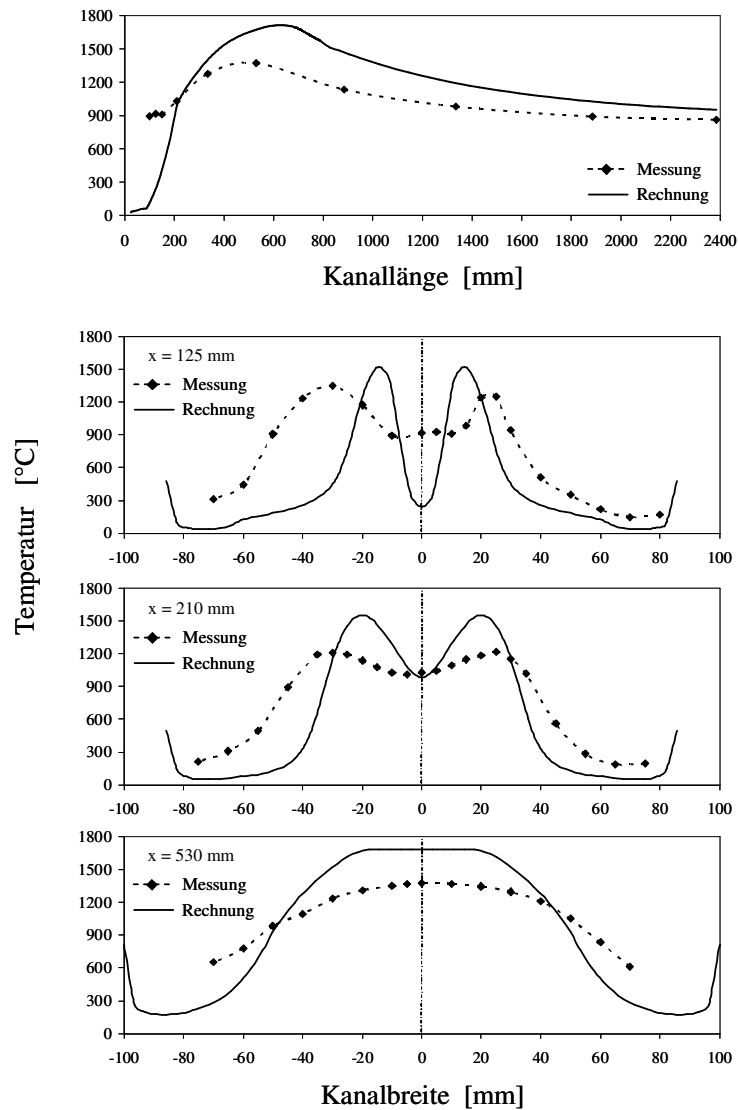


Abbildung 7.45: Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturprofile des FL-Betriebes

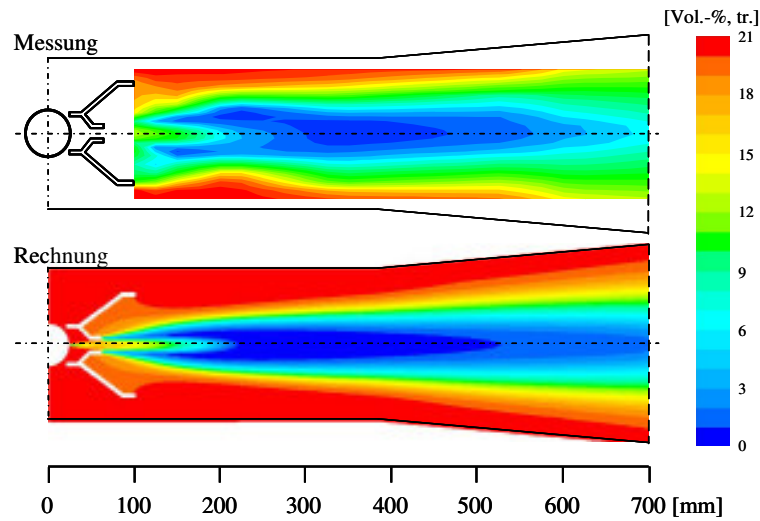


Abbildung 7.46: Vergleich der gemessenen und berechneten Sauerstoffverteilung des FL-Betriebes

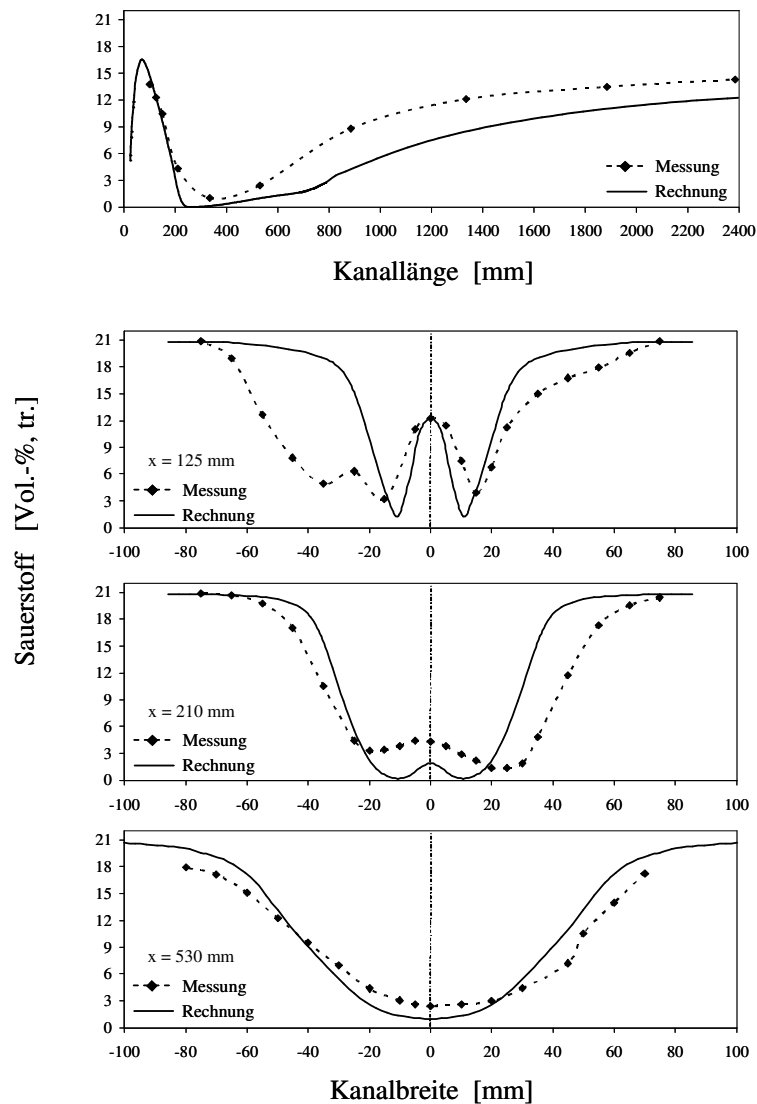


Abbildung 7.47: Vergleich der gemessenen und berechneten Sauerstoffprofile des FL-Betriebes

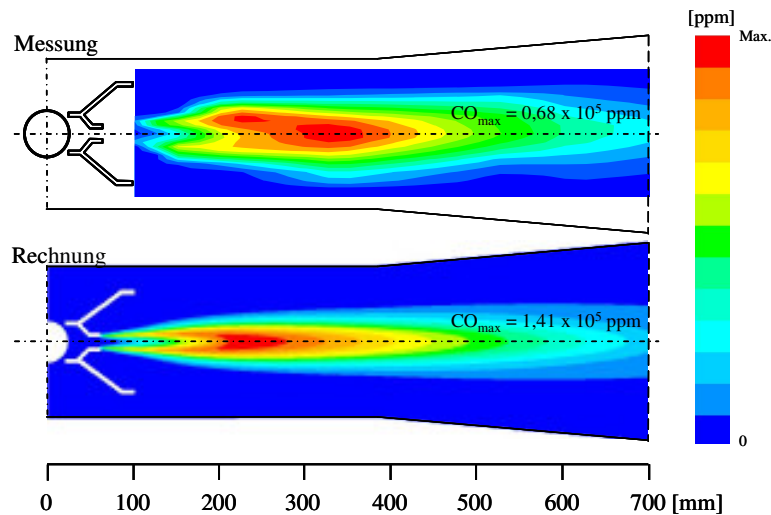


Abbildung 7.48: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlenmonoxidverteilung des FL-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

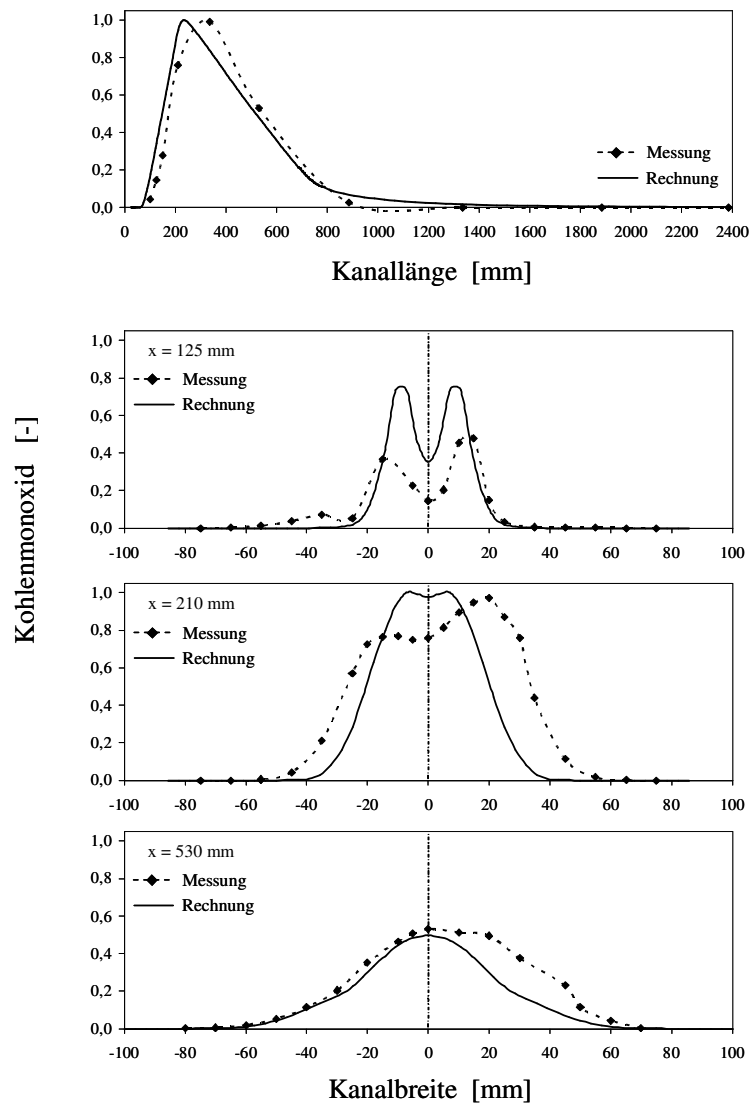


Abbildung 7.49: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlenmonoxidprofile des FL-Betriebes (bezogen auf den jeweiligen Maximalwert)

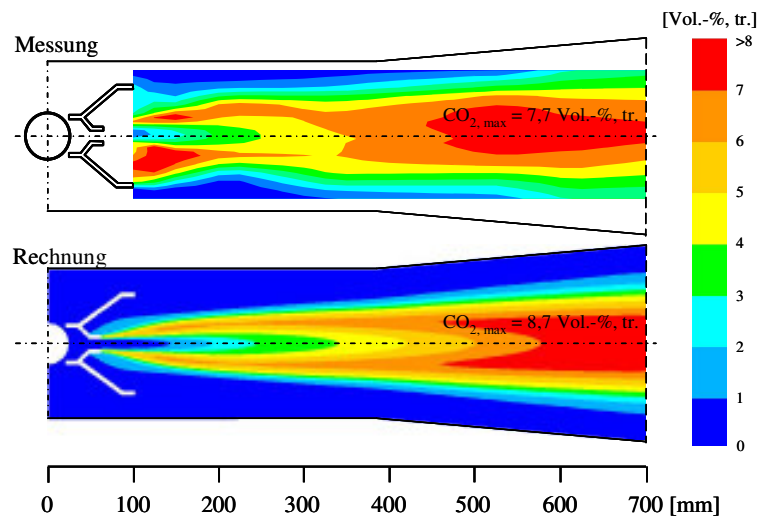


Abbildung 7.50: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlendioxidverteilung des FL-Betriebes

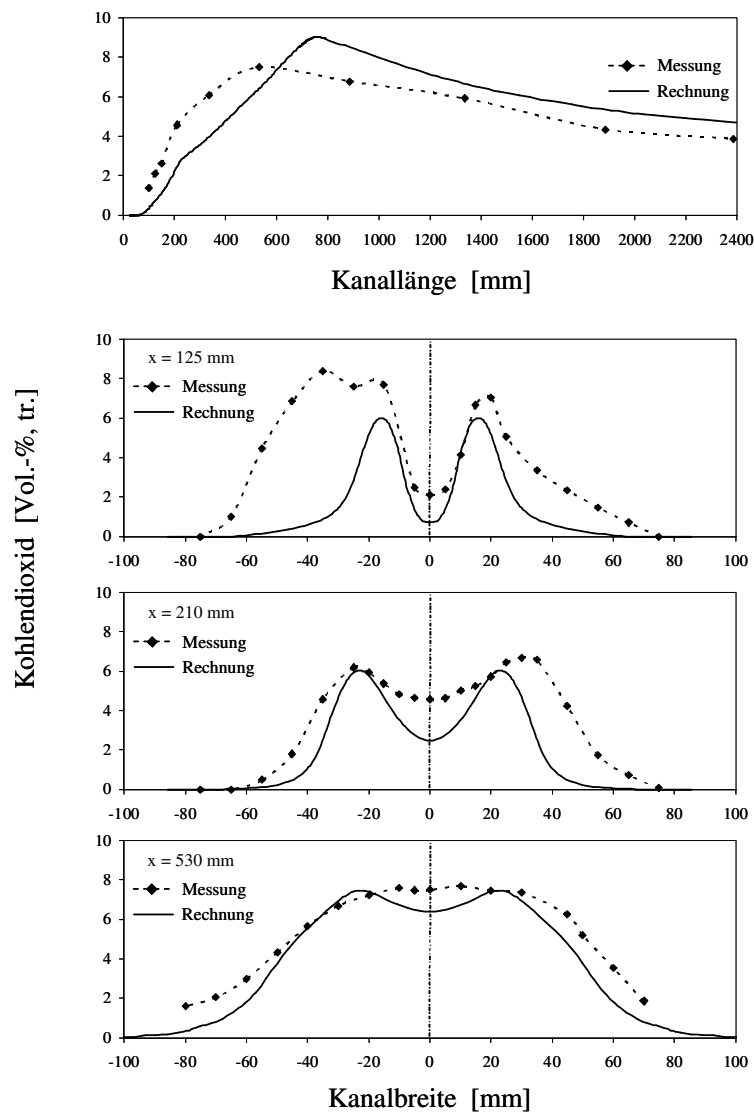


Abbildung 7.51: Vergleich der gemessenen und berechneten Kohlendioxidprofile des FL-Betriebes

Zusammenfassung der Erkenntnisse aus Kapitel 7.3.1 und Kapitel 7.3.2

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass das Verbrennungsverhalten des Kanalbrenners im Brennernahbereich für den GT-Betrieb und für den FL-Betrieb mit dem Berechnungsmodell qualitativ gut vorhergesagt wird und korrekte Trendvorhersagen der Änderung bestimmter Zielgrößen zwischen diesen beiden Betriebszuständen erzielt werden.

Es ist daher davon auszugehen, dass mit den eingangs beschriebenen Berechnungsmodellen und den entsprechenden Modellparametern tendenzielle Aussagen über das Verbrennungsverhalten von Kanalbrennern mit anderen Prozessparametern und anderen Geometrien gewonnen und somit Kanalbrenner numerisch ausgelegt und/oder optimiert werden können.

Bei einer quantitativen Betrachtung der Berechnungsergebnisse ist zu berücksichtigen, dass die maximalen Flammentemperaturen um ca. 330 K und die maximalen Kohlendioxidkonzentrationen um ca. 1 bis 1,6 Vol.-% zu hoch berechnet werden. Auch die berechneten Kohlenmonoxidkonzentrationen liegen deutlich über den gemessenen Werten.

Wird die Berechnung mit den für den GT-Betrieb optimierten Fluent-Einstellungen durchgeführt, kann für den GT-Betrieb eine recht gute Übereinstimmung zwischen der gemessenen und berechneten Flammenlänge erzielt werden. Die numerische Vorhersage der exakten Flammenlänge für den FL-Betrieb über die 2000 ppm CO-Grenze ist allerdings nicht möglich.

Die KB-Abgastemperaturen sowie die Sauerstoff- und Kohlendioxidkonzentrationen im KB-Abgas werden recht genau durch die Rechnung wiedergegeben.

7.4 Vergleich der Berechnungsergebnisse des GT- und FL-Betriebes

Kapitel 7.3 hat gezeigt, dass die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung für den GT-Betrieb und den FL-Betrieb ausreichend genau ist, so dass ein detaillierter Vergleich der Berechnungsergebnisse dieselben Aussagen zulässt wie der Vergleich der Messergebnisse in Kapitel 7.1.1. Die Rechnungen bieten darüber hinaus mehr Details hinsichtlich der Geschwindigkeits- und OH-Verteilung.

In Tabelle 7.20 und Tabelle 7.21 sind die Mess- und Berechnungsergebnisse für die untersuchten Betriebsweisen gegenübergestellt sowie deren Differenzen angegeben.

Tabelle 7.20: Messwerte des GT- und FL-Betriebes

	T_{\max} [°C]	$Pos_{T_{\max}}$ [mm]	$CO_{2,\max}$ [Vol.-%, tr.]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	$O_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]	$CO_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]
GT-Betrieb	1305	335	9,0	≈49.000	530	925	10,8	5,9
FL-Betrieb	1373	530	7,7	≈68.000	885	855	14,3	3,9
Differenz	68	195	-1,3	≈19.000	355	-70	3,5	-2,0

Tabelle 7.21: Berechnungswerte des GT- und FL-Betriebes

	T_{\max} [°C]	$Pos_{T_{\max}}$ [mm]	$CO_{2,\max}$ [Vol.-%, tr.]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	$O_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]	$CO_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]
GT-Betrieb	1626	297	10,6	≈122.000	464	904	11,2	5,8
FL-Betrieb	1714	630	8,7	≈141.000	1345	869	14,2	3,8
Differenz	88	333	-1,9	≈19.000	881	-35	3,0	-2,0

Die aufgeführten Werte bestätigen noch einmal, dass mit dem Berechnungsmodell korrekte (Trend)Vorhersagen der Änderung bestimmter Zielgrößen beim Umschalten vom GT-Betrieb auf den FL-Betrieb erzielt werden. Auf einen detaillierten Vergleich der Berechnungsergebnisse wird an dieser Stelle verzichtet und auf die in Kapitel 10.13 (Abbildung 10.73 bis Abbildung 10.76) dargestellten Abbildungen verwiesen.

In Abbildung 7.52 und Abbildung 7.53 sind die berechneten Geschwindigkeitsverteilungen für den GT- und FL-Betrieb dargestellt. Abbildung 7.52 veranschaulicht die Strömungsgeschwindigkeiten der Verbrennungsgase. Die Einheitsvektoren in Abbildung 7.53 beschreiben die Strömungsstruktur und stellen durch die farblichen Konturen den negativen Geschwindigkeitsbereich der x-Komponente dar.

Wie aus den Abbildungen erkennbar, tritt der Brennstoff mit hoher Geschwindigkeit aus dem Gasrohr aus und saugt durch seine Injektorwirkung einen Teilstrom des von hinten anströmenden Gases in die Vormischkammer ein. Die restlichen Gase werden um den Brenner geführt und erst in einer zweiten Stufe zugemischt. Der Volumenstrom, der durch die beiden Brennerspalten in die Vormischkammer gesaugt wird, konnte messtechnisch nicht bestimmt werden. Laut Rechnung beträgt dieser Volumenstrom im GT-Betrieb ca. 6,9 % und entspricht bei einem Sauerstoffanteil von 14,6 Vol.-% im Abgas einem Sauerstoffvolumenstrom von ca. 8,5 m³/h. Im FL-Betrieb werden 20,5 % der anströmenden Luft durch die Spalte gesaugt, was einem Sauerstoffvolumenstrom von 17,8 m³/h gleichkommt. Mit der Kenntnis der Aufteilung des von hinten anströmenden Gases und auf Basis dessen, dass zur vollständigen Verbrennung des zugeführten Brennstoffes (15 m³/h Methan) ca. 30 m³/h Sauerstoff benötigt wird, kann speziell für die Vormischkammer das Verhältnis von zur Verfügung stehender Sauerstoffmenge zum Mindestsauerstoffbedarf berechnet werden. Für den GT-Betrieb ergibt sich mit den oben aufgeführten Werten ein Luft- bzw. Sauerstoffverhältnis in der Vormischkammer von $\lambda = 0,28$ und für den FL-Betrieb von $\lambda = 0,59$.

Die vektorielle Darstellung der Geschwindigkeiten macht für beide Betriebsfälle zwei Rezirkulationszonen an den Innenseiten der Brennerschenkel sichtbar. Die negativen x-Geschwindigkeiten liegen im GT-Betrieb bei ca. 11 m/s und im FL-Betrieb bei ca. 4 bis 5 m/s. Im GT-Betrieb bildet sich zudem, verursacht durch die hohen Abgasgeschwindigkeiten, neben den Brennern eine Rückströmzone auf der Mittelachse aus. Das Resultat ist eine intensivere Mischung zwischen Brennstoff und Oxidator und führt zu einer schnelleren Umsetzung und damit verbunden zu einer kürzeren Flamme.

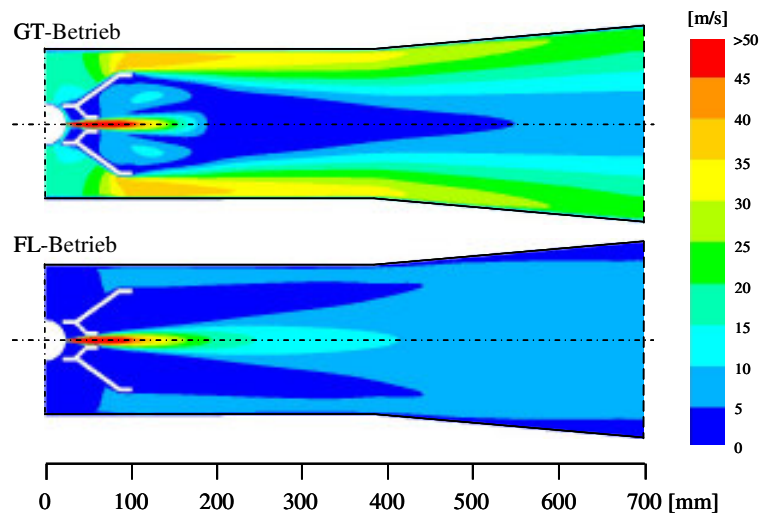


Abbildung 7.52: Vergleich der berechneten Geschwindigkeitsverteilung des GT- und FL-Betriebes

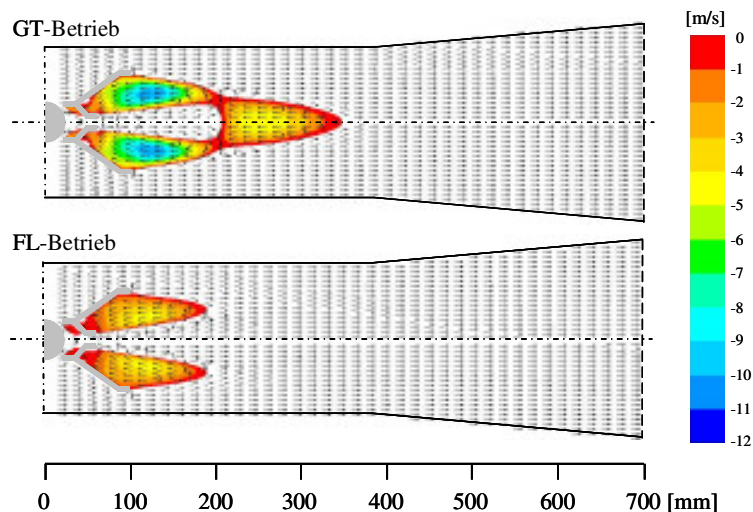


Abbildung 7.53: Vergleich der berechneten Strömungsstrukturen und Rezirkulationsgeschwindigkeiten des GT- und FL-Betriebes

In Abbildung 7.54 bis Abbildung 7.56 sind die berechneten OH- und NO_x -Konzentrationen sowie die entsprechenden Temperaturverteilungen für den GT- und FL-Betrieb gegenübergestellt. Hierbei wurden die OH-Radikale auf den Maximalwert des FL-Betriebes und die NO_x -Konzentrationen auf den Maximalwert des jeweiligen Betriebsfalles bezogen. Die berechneten NO_x -Konzentrationen zeigen im Vergleich zu den Messwerten (Tabelle 7.2) quantitativ deutliche Unterschiede. Den qualitativen Verlauf geben sie allerdings in befriedigendem Maße wieder, was im Vergleich mit den berechneten OH- und Temperatur- sowie den gemessenen Stickoxidverteilungen (Abbildung 7.6) deutlich wird.

Die Reaktion im FL-Betrieb, dargestellt durch die OH-Radikale, ist gegenüber dem GT-Betrieb deutlich intensiver und verursacht mit ihrer höheren Flammentemperatur wesentlich höhere NO_x -Konzentrationen.

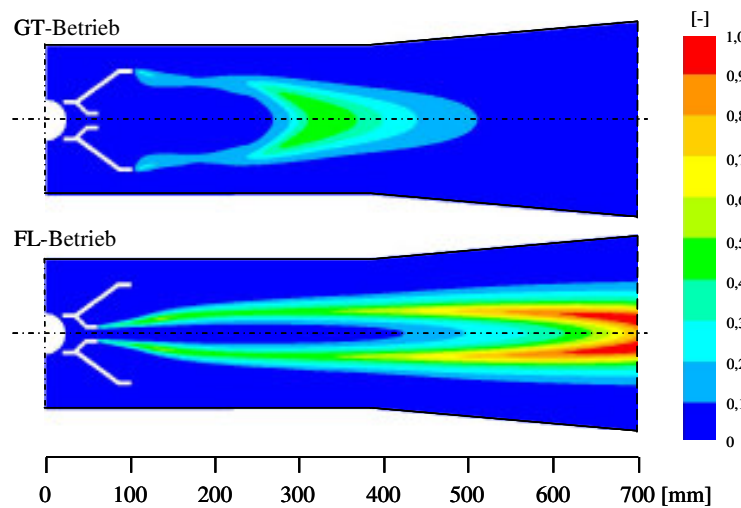


Abbildung 7.54: Vergleich der berechneten OH-Verteilung des GT- und FL-Betriebes (bezogen auf den Maximalwert des FL-Betriebes)

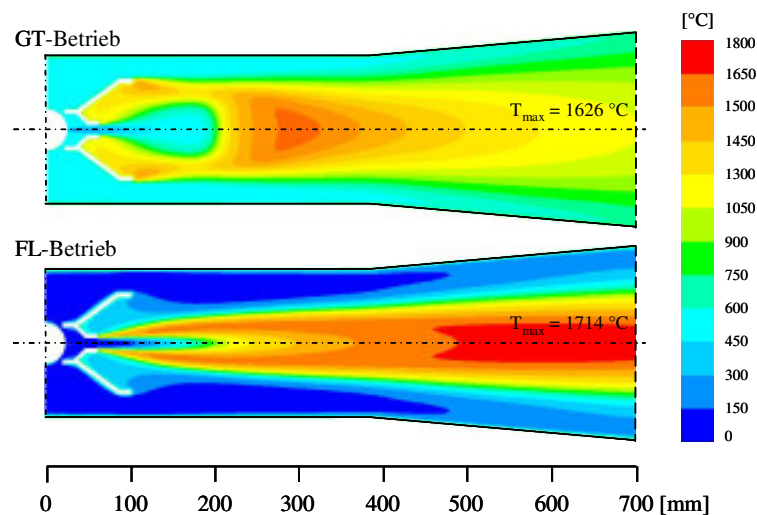


Abbildung 7.55: Vergleich der berechneten Temperaturverteilung des GT- und FL-Betriebes

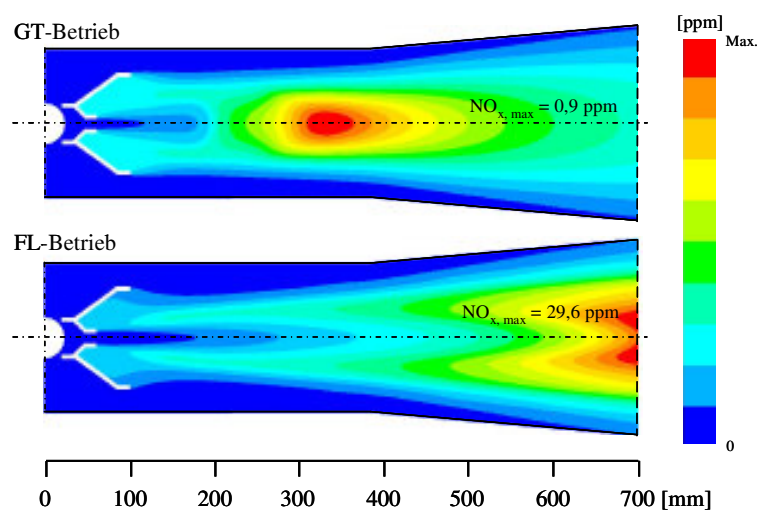


Abbildung 7.56: Vergleich der berechneten Stickoxidverteilung des GT- und FL-Betriebes (bezogen auf den Maximalwert des jeweiligen Betriebfalles)

7.5 Parameterstudie 2 – Variation der Prozessparameter

Nachdem die Verwendung der numerischen Simulation zur Auslegung und Optimierung von Kanalbrennern nachgewiesen werden konnte, wurden ausgehend von der Berechnungsvariante V3a (Kapitel 7.2.5.2), die nachfolgend als Referenzfall 2 bezeichnet wird, weitere Berechnungen mit unterschiedlichen Prozessparametern durchgeführt.

Für die Auswahl und Auslegung von Kanalbrennern sind der Sauerstoffgehalt, die Temperatur und der Volumenstrom des GT-Abgases die wesentlichen prozessrelevanten Parameter, da sich diese Größen in Abhängigkeit der Gasturbine sowie deren Betriebsweise ändern. Der Einfluss dieser drei Parameter auf das Verbrennungsverhalten wird am Beispiel des Originalbrenners im GT-Betrieb nachfolgend betrachtet.

7.5.1 Variation der Brennerleistung

Wird die Gasturbine nicht in Volllast, sondern in Teillast betrieben, so ändern sich die GT-Abgasströme. In diesem Fall muss die dem Kanalbrenner zugeführte Brenngasmenge diesen neuen Randbedingungen angepasst werden, wenn die Rauchgastemperatur konstant gehalten werden soll.

Im ersten Schritt sollte daher das Lastverhalten des Kanalbrenners anhand einer Vergleichsrechnung mit reduzierter Brennerleistung untersucht werden. Dieser Rechnung liegt die Annahme zugrunde, dass bei Teillastbetrieb der Gasturbine die GT-Abgastemperatur und GT-Abgaszusammensetzung konstant bleiben und dem Kanalbrenner ein reduzierter GT-Abgasvolumenstrom zur Verfügung steht. Im Vergleich zur Referenzrechnung (150 kW) wurde die neue Rechnung (Rechnung L1: 112 kW) mit um 25 % reduzierter Brenngas- und GT-Abgasmenge simuliert. Die entsprechenden Volumenströme und Strömungsgeschwindigkeiten sind in Tabelle 7.22 angegeben.

Tabelle 7.22: Rechenparameter für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Brennerleistungen

	\dot{V}_{Gas} [m ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{GTA} [m ³ /h]	v_{GTA} [m/s]	T_{GTA} [°C]	$\text{O}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{CO}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	λ_{ZSF} [-]
Ref. 2: 150 kW (100 %)	15,0	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
L1: 112 kW (75 %)	11,25	133	635	8,5 / 27,0	530	14,6	3,7	4,1

Die Ergebnisse zeigen, dass die Temperatur- und Speziesverteilungen sowie die Strömungsstruktur für die unterschiedlichen Brennerleistungen sehr ähnlich sind und die mit der Reduzierung der Gasvolumenströme einhergehende Geschwindigkeitsverringern eine leichte Verlängerung der Flamme bewirkt. In Abbildung 7.57 bis Abbildung 7.59 sind die berechneten Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen für 150 kW und 112 kW gegenübergestellt. Die übrigen Abbildungen dieses Vergleichs befinden sich im Anhang und sind in Kapitel 10.14 (Abbildung 10.77 bis Abbildung 10.79) dargestellt. Anhand der Temperaturverteilungen ist zu erkennen, dass sich das Reaktionsverhalten durch die Reduzierung der Brennerleistung kaum ändert und keine großen Unterschiede in den Emissionswerten zu erwarten sind. Dies wird durch den Vergleich der in Tabelle 7.23 dargestellten Berechnungsdaten bestätigt.

Tabelle 7.23: Berechnungswerte für unterschiedliche Brennerleistungen

	T_{\max} [°C]	$Pos_{T_{\max}}$ [mm]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{Abgas} [°C]	O_2 , KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2 , KBA [Vol.-%, tr.]	NO_x , KBA bez. auf Ref. 2 [-]
Ref. 2 150 kW (100 %)	1626	297	121.753	464	904	11,2	5,8	1,0
L1 112 kW (75 %)	1616	307	122.299	488	888	11,2	5,7	1,0

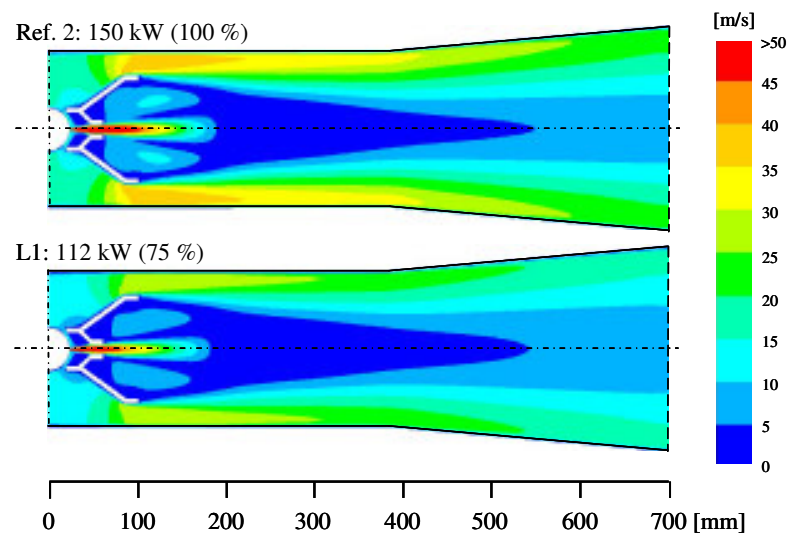


Abbildung 7.57: Vergleich der mit unterschiedlichen Brennerleistungen berechneten Geschwindigkeitsverteilungen

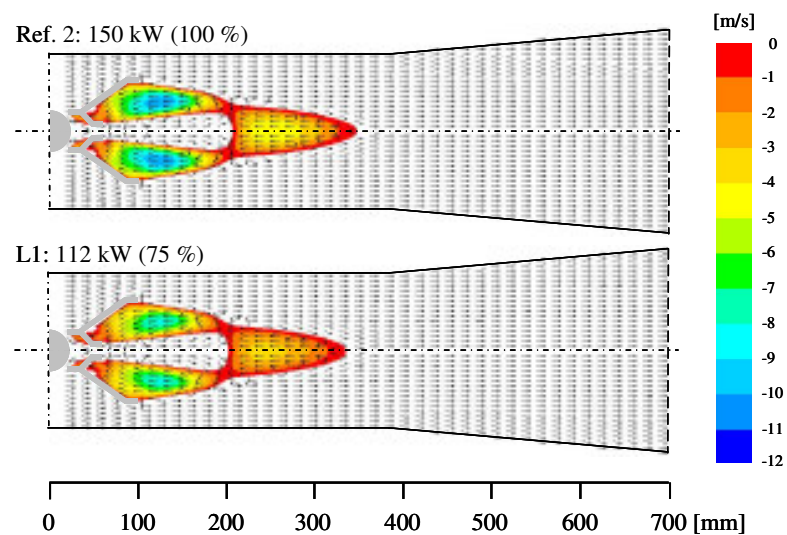


Abbildung 7.58: Vergleich der mit unterschiedlichen Brennerleistungen berechneten Strömungsstrukturen und Rezirkulationsgeschwindigkeiten

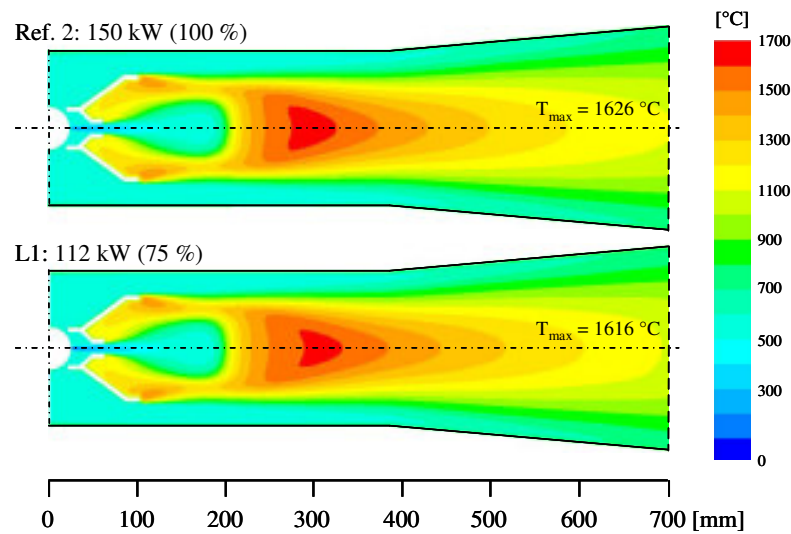


Abbildung 7.59: Vergleich der mit unterschiedlichen Brennerleistungen berechneten Temperaturverteilungen

7.5.2 Variation des Sauerstoffgehaltes im Gasturbinenabgas

Durch die Variation des Sauerstoffgehaltes wird bei konstantem GT-Abgasvolumenstrom die für die Verbrennung zur Verfügung stehende Sauerstoffmenge verändert. Für die Untersuchung wurden Sauerstoffgehalte zwischen 12,6 bis 15,6 Vol.-% im trockenen GT-Abgas und somit Luftzahlen zwischen 3,6 und 4,4 simuliert. Die übrigen Randbedingungen wurden für die Berechnungsvarianten konstant gehalten (Tabelle 7.24).

Tabelle 7.24: Rechenparameter für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Sauerstoffgehalten im GT-Abgas

	\dot{V}_{Gas} [m ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{GTA} [m ³ /h]	v_{GTA} [m/s]	T_{GTA} [°C]	$\text{O}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{CO}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	λ_{ZSF} [-]
AS1: 12,6 Vol.-% O₂	15	177	850	11,3 / 36,1	530	12,6	4,7	3,6
AS2: 13,6 Vol.-% O₂	15	177	850	11,3 / 36,1	530	13,6	4,2	3,9
Ref. 2: 14,6 Vol.-% O₂	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
AS3: 15,6 Vol.-% O₂	15	177	850	11,3 / 36,1	530	15,6	3,2	4,4

Der höhere Sauerstoffanteil im GT-Abgas wirkt auf den Verbrennungsprozess beschleunigend (Abbildung 7.60, siehe auch Kapitel 10.15, Abbildung 10.80 bis Abbildung 10.87), was dazu führt, dass die Reaktionsintensität steigt (höhere CO_{max} -Werte) und die Flamme kürzer wird. Gleichzeitig erhöht sich die Flammentemperatur (T_{max}), wobei sich die Position der Maximaltemperatur mit steigendem Sauerstoffgehalt leicht zum Brenner verschiebt. In Abbildung 7.61 sind die genannten Größen in Abhängigkeit des Sauerstoffgehaltes graphisch dargestellt, wodurch das Verhältnis zueinander deutlich wird. Die entsprechenden Berechnungswerte sind in Tabelle 7.25 aufgeführt.

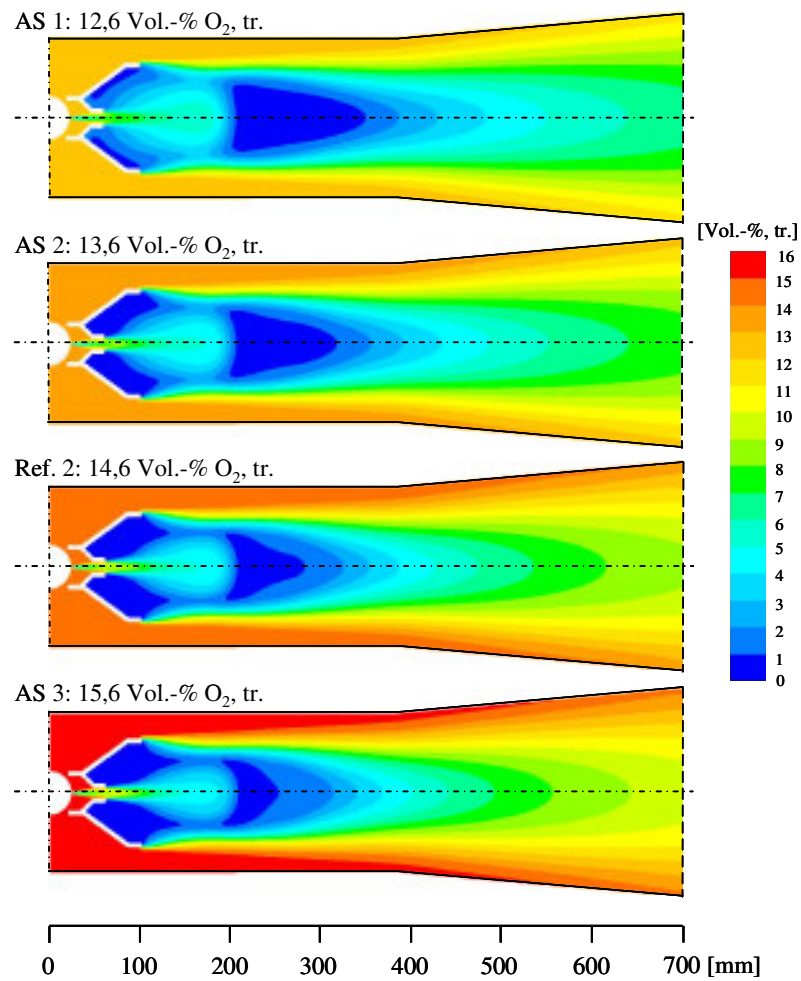


Abbildung 7.60: Vergleich der mit unterschiedlichen Sauerstoffgehalten im GT-Abgas berechneten Sauerstoffverteilungen

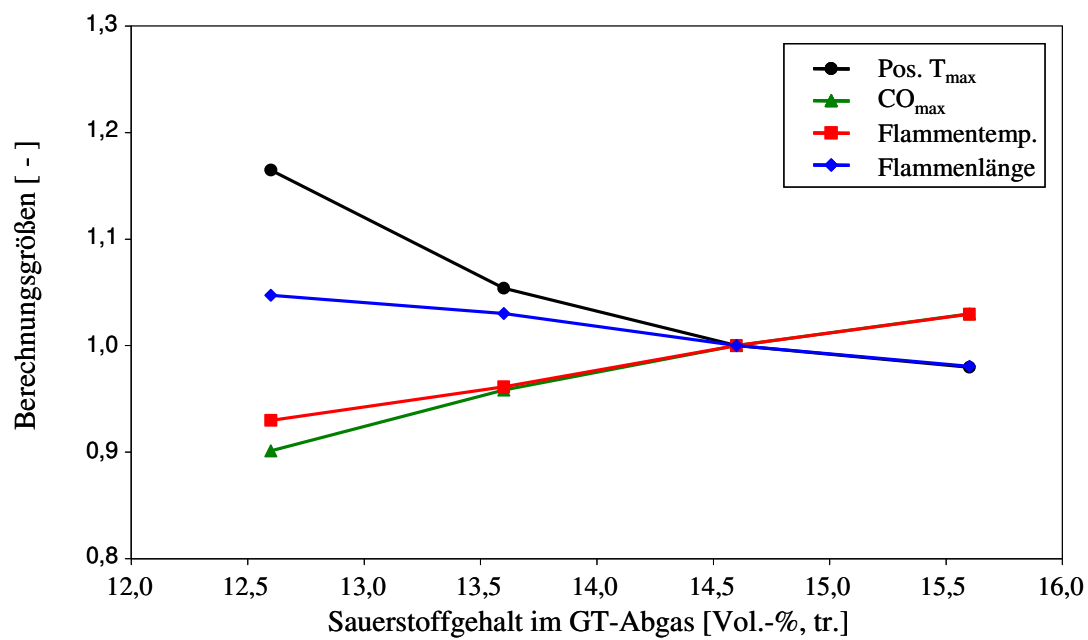


Abbildung 7.61: Verhältnis der Berechnungsgrößen in Abhängigkeit des Sauerstoffgehaltes im GT-Abgas

Tabelle 7.25: Berechnungswerte für unterschiedliche Sauerstoffgehalte im GT-Abgas

	T_{\max} [°C]	$Pos_{T_{\max}}$ [mm]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	O_2, KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2, KBA [Vol.-%, tr.]	NO_x, KBA bez. auf Ref. 2 [-]
AS1 12,6 Vol.-% O_2	1512	346	105.739	486	905	8,9	6,9	0,1
AS2 13,6 Vol.-% O_2	1563	313	116.690	478	904	9,9	6,3	0,3
Ref. 2 14,6 Vol.-% O_2	1626	297	121.753	464	904	11,2	5,8	1,0
AS3 15,6 Vol.-% O_2	1674	291	125.386	455	905	11,9	5,2	2,3

Abbildung 7.62 zeigt den qualitativen Zusammenhang zwischen den berechneten KB-Abgasgrößen und dem GT-Abgassauerstoffgehalt. Aufgrund der konstanten Brennstoffmenge und des unveränderten Energieeintrages bleibt die KB-Abgastemperatur bei variierenden Sauerstoffgehalten konstant, während sich der Sauerstoffanteil im KB-Abgas proportional und der Kohlendioxidanteil entgegengesetzt proportional zum Sauerstoffgehalt im GT-Abgas verhalten. Die NO_x -Werte beschreiben einen exponentiellen Verlauf. Ausgehend vom Referenzfall mit 14,6 Vol.-% kommt es bei Erhöhung des Sauerstoffanteils um 1 Vol.-% zu einer Verdoppelung und bei Reduzierung um 1 Vol.-% zu einer Drittelung des NO_x -Wertes. Eine weitere Absenkung des Sauerstoffanteils führt zur weiteren Reduzierung des NO_x -Wertes. Verantwortlich für die deutlich steigenden NO_x -Emissionen bei höheren Sauerstoffgehalten ist das thermische NO , das bei steigenden Temperaturen verstärkt gebildet wird (Abbildung 7.63 und Abbildung 7.64).

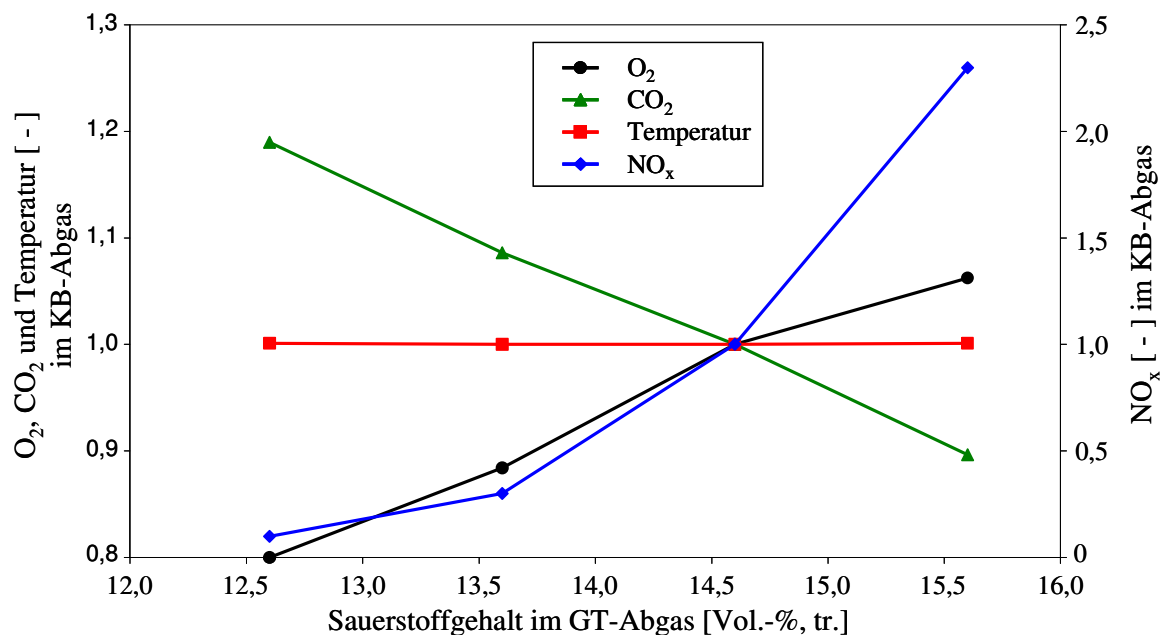


Abbildung 7.62: Verhältnis der KB-Abgasgrößen in Abhängigkeit des Sauerstoffgehaltes im GT-Abgas

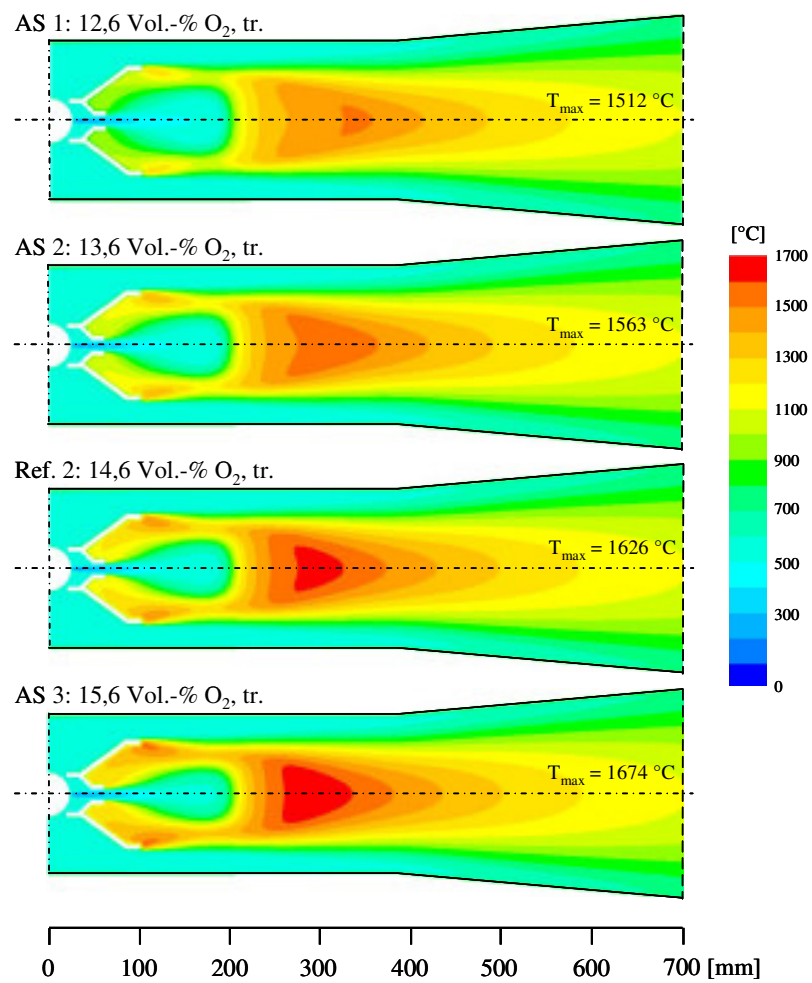


Abbildung 7.63: Vergleich der mit unterschiedlichen Sauerstoffgehalten im GT-Abgas berechneten Temperaturverteilungen

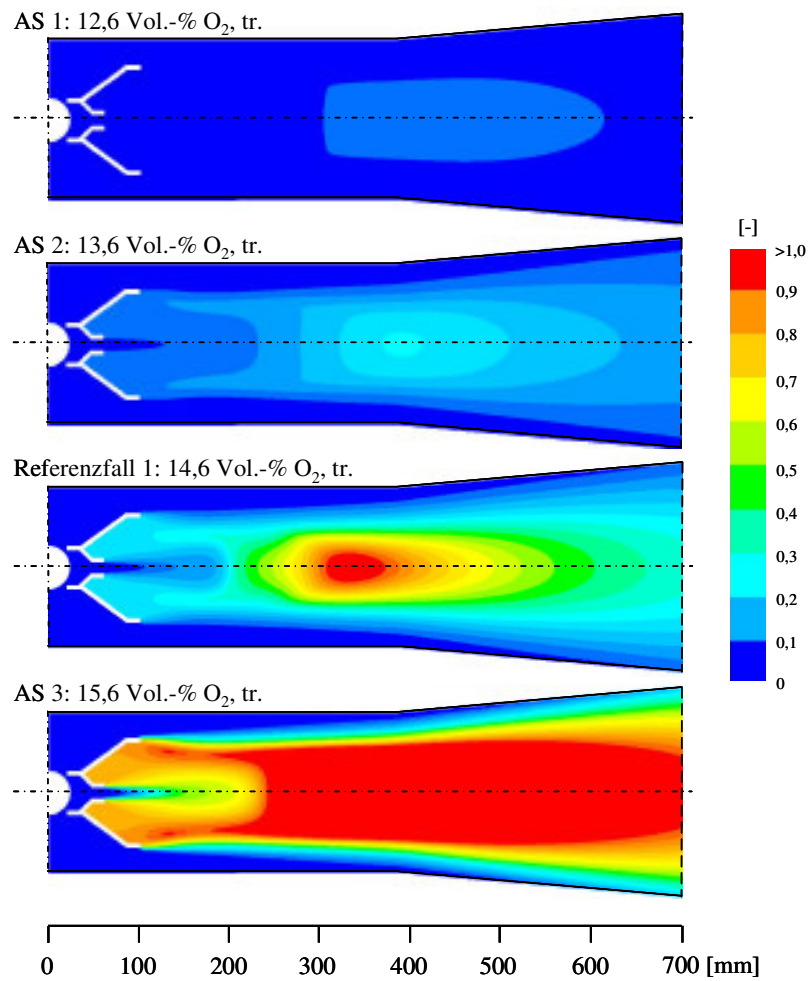


Abbildung 7.64: Vergleich der mit unterschiedlichen Sauerstoffgehalten im GT-Abgas berechneten Stickoxidverteilungen

7.5.3 Variation der Gasturbinenabgastemperatur

Durch die Variation der Temperatur wird bei konstantem Normvolumenstrom der Betriebsvolumenstrom und damit einhergehend die Geschwindigkeiten im Kanal verändert. Für die Untersuchung wurden GT-Abgastemperaturen von 330 bis 630 °C simuliert. Die entsprechenden Abgaseintrittsgeschwindigkeiten betrugen 8,5 bis 12,8 m/s. Die übrigen Randbedingungen wurden für die Berechnungsvarianten konstant gehalten (Tabelle 7.26).

Tabelle 7.26: Rechenparameter für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen GT-Abgastemperaturen

	\dot{V}_{Gas} [m _n ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{GTA} [m _n ³ /h]	v_{GTA} [m/s]	T_{GTA} [°C]	O _{2, GTA} [Vol.-%, tr.]	CO _{2, GTA} [Vol.-%, tr.]	λ_{ZSF} [-]
AT1: 330 °C	15	177	850	8,5 / 27,1	330	14,6	3,7	4,1
AT2: 430 °C	15	177	850	9,9 / 31,6	430	14,6	3,7	4,1
Ref. 2: 530 °C	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
AT3: 630 °C	15	177	850	12,8 / 40,6	630	14,6	3,7	4,1

In Abbildung 7.66 und Abbildung 7.67 sind die wichtigsten Berechnungsgrößen in Abhängigkeit der GT-Abgastemperatur graphisch dargestellt. Die Berechnungswerte für die unterschiedlichen GT-Abgastemperaturen sind in Tabelle 7.27 aufgeführt. Die 2-dimensionalen Temperatur-, Spezies- und Geschwindigkeitsverteilungen sind in ausführlicher Form im Anhang unter Kapitel 10.16 (Abbildung 10.88 bis Abbildung 10.95) zu finden. Beispielhaft sind nachfolgend die Temperatur- und Strömungsbilder dargestellt.

Tabelle 7.27: Berechnungswerte für unterschiedliche GT-Abgastemperaturen

	T_{max} [°C]	Pos_{Tmax} [mm]	CO_{max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	O_{2, KBA} [Vol.-%, tr.]	CO_{2, KBA} [Vol.-%, tr.]	NO_{x, KBA} bez. auf Ref. 2 [-]
AT1 330 °C	1484	286	103.069	508	789	11,2	5,8	0,3
AT2 430 °C	1554	292	113.134	497	845	11,2	5,8	0,5
Ref. 2 530 °C	1626	297	121.753	464	904	11,2	5,8	1,0
AT3 630 °C	1694	300	129.300	437	953	11,2	5,8	2,1

Durch eine höhere GT-Abgastemperatur wird das Temperaturniveau in der Berechnungsebene angehoben (Abbildung 7.65). Wie Abbildung 7.66 und Abbildung 7.67 zeigen, steigen die Flammentemperaturen und KB-Abgastemperaturen mit zunehmender GT-Abgastemperatur linear an. Wird die Abgastemperatur um 100 K erhöht, steigen die Flammentemperaturen um ca. 70 K und die KB-Abgastemperaturen um ca. 50 bis 60 K. Die Sauerstoff- und Kohlendioxidanteile im KB-Abgas ändern sich nicht. Die NO_x-Emissionen steigen aufgrund der Temperaturerhöhung deutlich an und beschreiben, wie zuvor für den Sauerstoffgehalt, auch für die GT-Abgastemperatur einen exponentiellen Verlauf.

Dass mit zunehmender GT-Abgastemperatur die maximale Kohlenmonoxidkonzentration steigt und die Flamme kürzer wird (Abbildung 7.66), kann u. a. durch die Abgasgeschwindigkeit, die sich proportional mit der GT-Abgastemperatur erhöht, erklärt werden. Durch die Erhöhung der Abgaseintrittsgeschwindigkeit wird die Rezirkulationzone verstärkt (höhere Rezirkulationsgeschwindigkeit, Abbildung 7.68), wodurch es zu einer intensiveren Vermischung zwischen Brennstoff und Oxidator und damit zu einer schnelleren Umsetzung kommt.

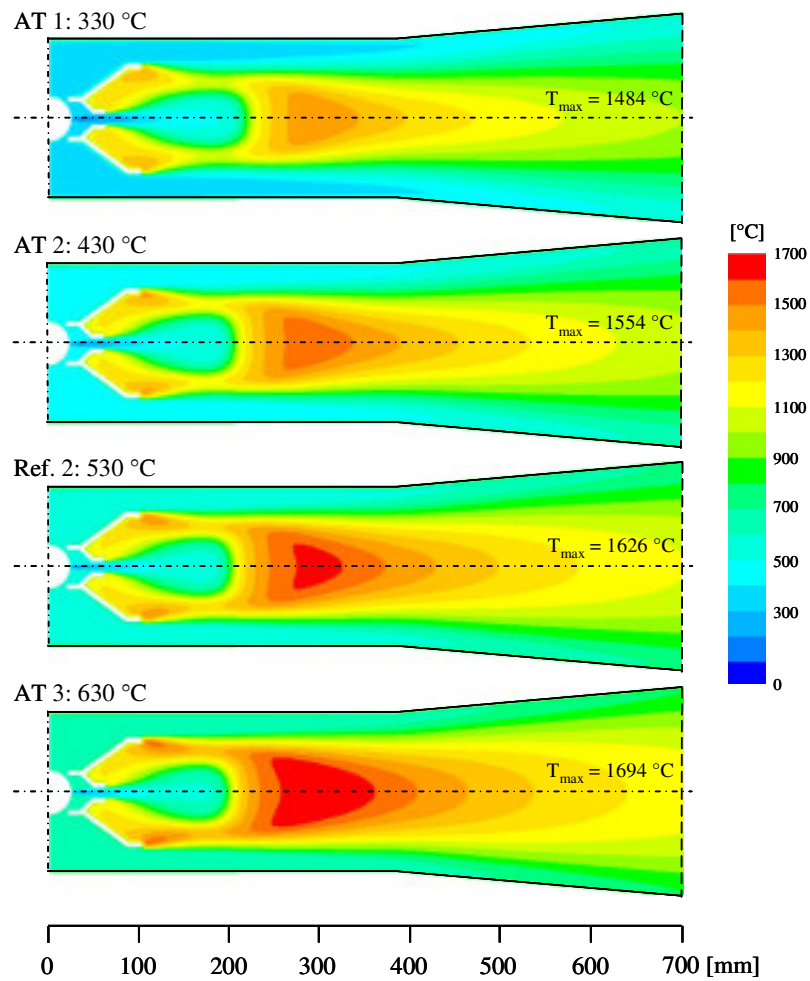


Abbildung 7.65: Vergleich der mit unterschiedlichen GT-Abgastemperaturen berechneten Temperaturverteilungen

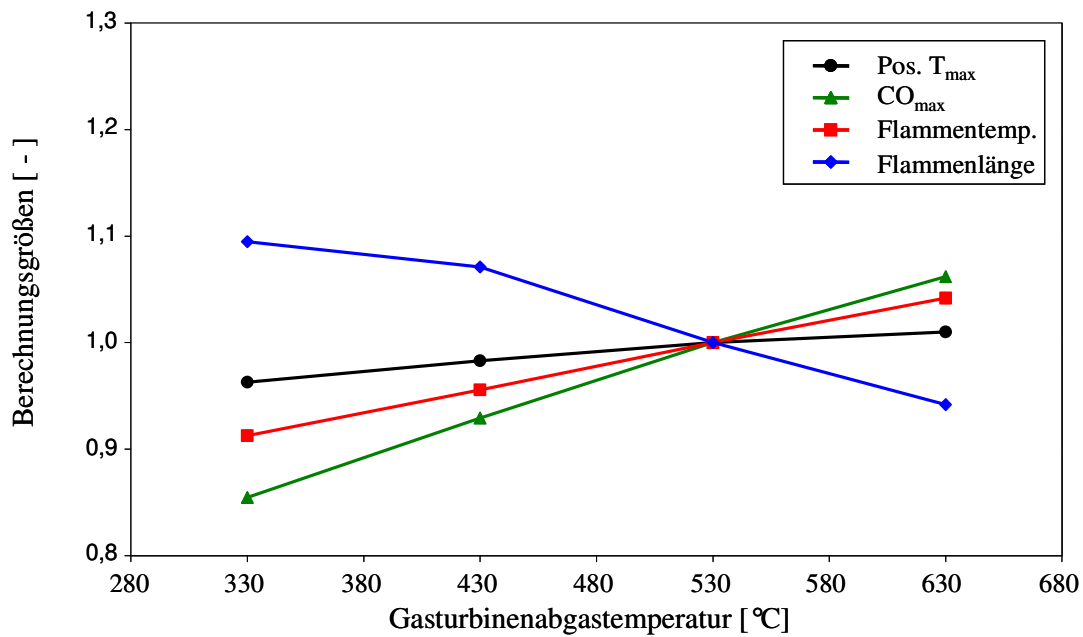


Abbildung 7.66: Verhältnis der Berechnungsgrößen in Abhängigkeit der GT-Abgastemperatur

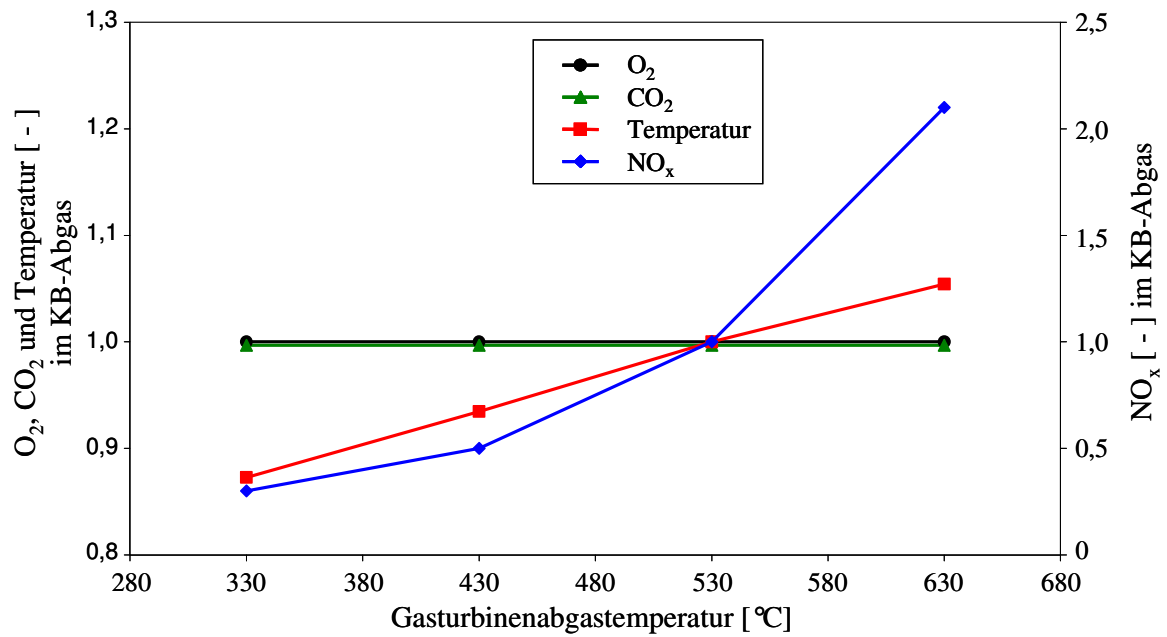


Abbildung 7.67: Verhältnis der KB-Abgasgrößen in Abhängigkeit der GT-Abgastemperatur

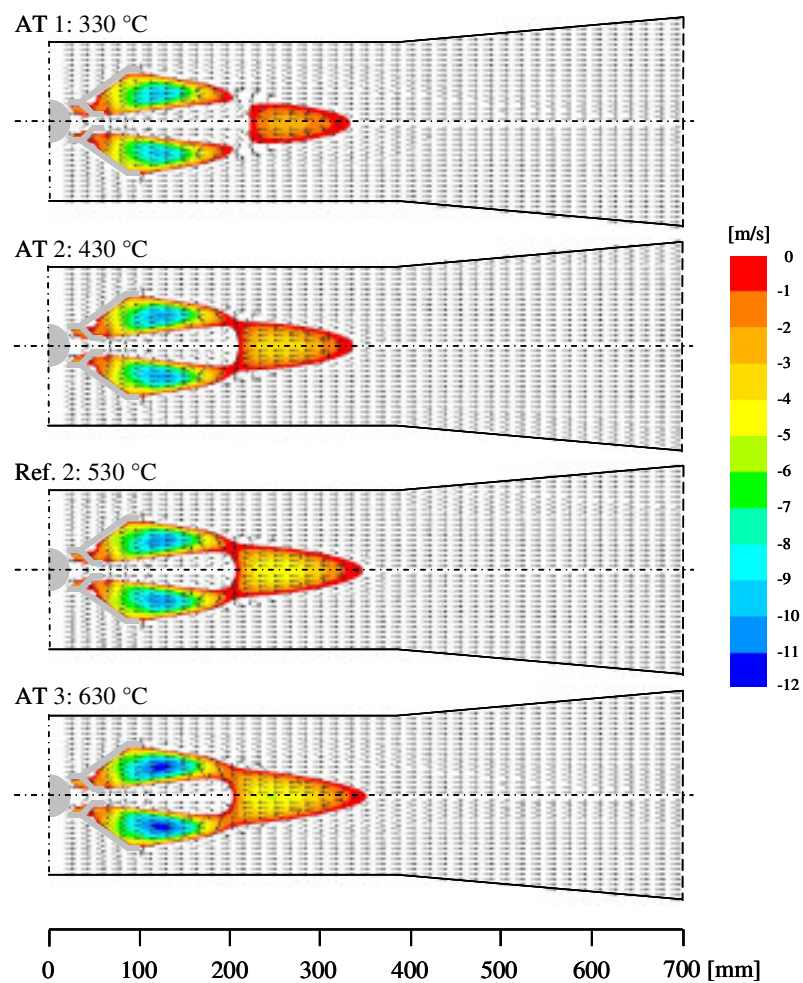


Abbildung 7.68: Vergleich der mit unterschiedlichen GT-Abgastemperaturen berechneten Strömungsstrukturen und Rezirkulationsgeschwindigkeiten

7.6 Parameterstudie 3 – Variation der Konstruktionsparameter

Parallel zu den Prozessparametern wurde der Einfluss von verschiedenen Konstruktionsparametern untersucht. Von den Abmaßen des Originalbrenners und den Einstellungen des GT-Betriebes ausgehend, wurden 12 Berechnungsvarianten mit unterschiedlichen Brenner- und Kanalgeometrien durchgeführt und eine geometrisch optimierte Variante bestimmt. Die für die Bewertung der Geometrievarianten zu Grunde gelegten Kriterien sind in Tabelle 7.28 unter „Ausgangsgrößen und deren Anforderungen“ aufgeführt.

Die Ausgangsgrößen sind die Größen, die sich an den geforderten Randbedingungen des Gesamtsystems (GuD-Anlage) orientieren und an diese Randbedingungen durch geeignete Wahl der Eingangsgrößen angepasst werden müssen. So wird in Bezug auf den Abstand zwischen Brenner und Abhitzeessel eine möglichst kurze Flamme und eine möglichst gleichmäßige Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung hinter den Brennern gefordert. Damit der Wirkungsgrad der Gasturbinenprozesse nicht verschlechtert wird, werden zudem niedrige Druckverluste verlangt. Darüber hinaus müssen die Emissionsgrenzwerte eingehalten werden.

Die Eingangsgrößen sind die Parameter, die den verbrennungstechnischen Prozess der Kanalbrenner und somit die Ausgangsgrößen beeinflussen. Diese lassen sich in konstruktions- und prozessbedingte Parameter (Tabelle 7.28) einordnen. Die konstruktionsbedingten Parameter sind nicht direkt einstellbar, sondern resultieren aus den prozessbedingten Gegebenheiten und der Auslegung des Systems. Letztere werden durch die Abmaße des Kanalbrenners und des Abgaskanals sowie der Positionierung des Brenners in dem Kanal beeinflusst.

Tabelle 7.28: Eingangs- und Ausgangsgrößen

Eingangs- oder Einflussgrößen		Ausgangsgrößen und deren Anforderung
Prozessbedingte Parameter	Konstruktionsbedingte Parameter	
Sauerstoffgehalt des aufzuwärmenden Mediums	Geschwindigkeit des aufzuwärmenden Mediums	Kurze Flamme
Temperatur des aufzuwärmenden Mediums	Geschwindigkeit des Verbrennungsgases	Niedrige Emissionen
Massenstrom des aufzuwärmenden Mediums	Gestufte Verbrennung	Gleichmäßige Temperaturverteilung
Brennerleistung (Brenngasmenge)	Strömung (Rezirkulation)	Gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung
Luftzahl der Verbrennung	Turbulenz, Mischung	Geringe Druckverluste

Generelles Ziel bei der Auslegung eines Kanalbrennersystems ist es, die konstruktionsbedingten Parameter so einzustellen, dass die Anforderungen des Gesamtsystems in jeder prozessbedingten Situation möglichst gut erfüllt werden.

Welchen Einfluss die konstruktionsbedingten Parameter auf die einzelnen Ausgangsgrößen haben können, wird beispielhaft durch die Variation der Kanal- und Brennergeometrie gezeigt.

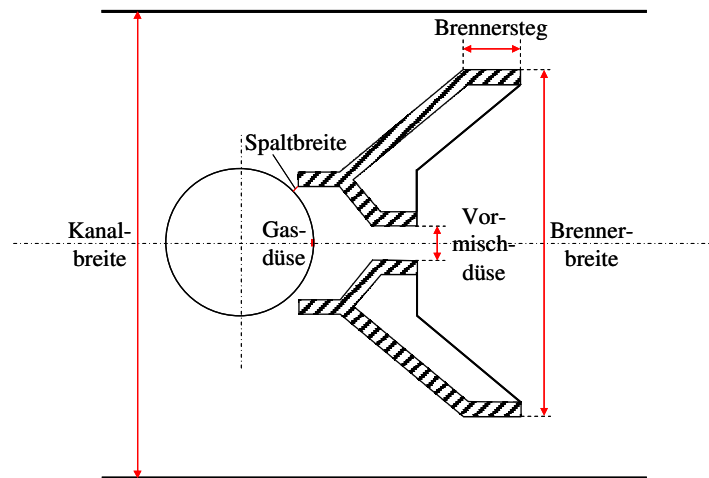


Abbildung 7.69: Veränderte Konstruktionsparameter

Für die Untersuchungen wurden die in Abbildung 7.69 rot gekennzeichneten Konstruktionsparameter verändert, wobei für jeden Parameter zwei Berechnungsvarianten durchgeführt wurden. Hierbei wurde wie folgt vorgegangen:

Variation der Spaltbreite: Wird die Brennerhöhe konstant gehalten und die Spaltbreite vergrößert, so wird gleichzeitig die Querschnittsfläche, durch die das angesaugte GT-Abgas strömt, vergrößert. Ausgehend vom Originalbrenner wurde die Spaltbreite um 50 % vergrößert (Rechnung K1) bzw. um 50 % verkleinert (Rechnung K2).

Variation der Gasdüse: Der Gasdüsendurchmesser wurde derart verändert, dass die Brenngaseintrittsgeschwindigkeiten ca. 240 m/s (Rechnung K3) bzw. ca. 115 m/s (Rechnung K4) betrugen. Auf die Geschwindigkeit des Referenzfalles (177 m/s) bezogen entspricht dies für beide Berechnungen einer Änderung um ca. 60 m/s.

Variation der Kanalbreite: Durch die Variation der Kanalbreite wird zum einen die GT-Abgaseintrittsgeschwindigkeit und zum anderen die Geschwindigkeit neben dem Brenner beeinflusst. Ausgehend von der bisherigen Breite (175 mm) wurde der Kanal für die Rechnung K5 um 27,5 mm verbreitert und für die Rechnung K6 um 27,5 mm verjüngt, wodurch der Querschnitt zwischen Kanalwand und Brenner um 50 % vergrößert bzw. verkleinert wurde. Unter der Voraussetzung, dass der gesamte GT-Abgasvolumenstrom am Brenner vorbeiströmt, werden in diesem Bereich Abgasgeschwindigkeiten von ca. 24 bzw. 72 m/s berechnet. Die entsprechenden Abgaseintrittsgeschwindigkeiten (Geschwindigkeit im freien Kanalquerschnitt vor dem Brenner) betragen hierbei ca. 9,7 bzw. 13,4 m/s.

Variation der Vormischdüse: Die Vormischdüse wurde um 50 % vergrößert (Rechnung K7) bzw. verkleinert (Rechnung K8). Hierdurch sollte – wie bei der Variation der Spaltbreite und des Gasdüsendurchmessers – speziell der Einfluss auf die Abgasaufteilung untersucht werden.

Variation des Brennersteges: Durch die Variation des Brennersteges sollte versucht werden, die Zumischung des um den Brenner geführten GT-Abgasstromes mit dem durch die

Vormischdüse ausströmenden Brenngas-Abgas-Gemisch örtlich zu verzögern bzw. zu beschleunigen. Hierzu wurde in der Rechnung K9 die ursprüngliche Brennersteglänge verdoppelt. Die Rechnung K10 hingegen wurde ohne Brennersteg durchgeführt.

Variation der Brennerbreite: Neben der Möglichkeit, die Geschwindigkeit des GT-Abgases im engsten Kanalquerschnitt über die Kanalbreite zu verändern, kann durch Variation der Brennerbreite diese Geschwindigkeit beeinflusst werden. In den Rechnungen K11 und K12 betrugen die Brennerbreiten 147,5 (+27,5 mm) bzw. 92,5 mm (-27,5 mm). Hieraus ergaben sich, wie in Rechnung K6 und K5, GT-Abgasgeschwindigkeiten neben dem Brenner von ca. 72 bzw. 24 m/s.

Die Randbedingungen für alle Berechnungsvarianten sind in Tabelle 7.29 aufgeführt. Zur besseren Übersicht sind die Geschwindigkeiten, die durch die Geometrieänderung direkt verändert wurden, farblich markiert.

Tabelle 7.29: Rechenparameter für den GT-Betrieb mit unterschiedlichen Brennergeometrien und unterschiedlichen Kanalbreiten

	\dot{V}_{Gas} [m ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{GTA} [m ³ /h]	v_{GTA} [m/s]	T_{GTA} [°C]	$\text{O}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	$\text{CO}_{2, \text{GTA}}$ [Vol.-%, tr.]	λ_{ZSF} [-]
Referenzfall 2	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K1 5,25 mm Spaltbreite	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K2 2,5 mm Spaltbreite	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K3 1,93 mm Gasdüse	15	240	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K4 2,67 mm Gasdüse	15	115	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K5 202,5 mm Kanalbr.	15	177	850	9,7 / 24,0	530	14,6	3,7	4,1
K6 147,5 mm Kanalbr.	15	177	850	13,4 / 72,2	530	14,6	3,7	4,1
K7 14,7 mm Vormischdüse	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K8 8,5 mm Vormischdüse	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K9 32 mm Brennersteg	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K10 0 mm Brennersteg	15	177	850	11,3 / 36,1	530	14,6	3,7	4,1
K11 147,5 mm Brennerbr.	15	177	850	11,3 / 72,2	530	14,6	3,7	4,1
K12 92,5 mm Brennerbr.	15	177	850	11,3 / 24,0	530	14,6	3,7	4,1

Die Berechnungsergebnisse für die unterschiedlichen Konstruktionsparameter sind in Tabelle 7.30 und Tabelle 7.31 zusammengefasst. In Tabelle 7.30 sind wie in den Kapiteln zuvor die maximal in der Mittelebene berechneten Temperaturen und Kohlenmonoxidkonzentrationen, die Flammenlängen sowie die berechneten Temperaturen und Gaskonzentra-

tionen bei $x = 2385$ mm aufgeführt. In Tabelle 7.31 sind darüber hinaus die Druckverluste im Kanal und die Volumenströme, die durch den Injektorstrahl des Brenngases in die Vormischkammer eingesaugt werden bzw. um den Brenner herumströmen, angegeben. Des Weiteren sind die bei $x = 700$ mm berechneten Temperaturen, Kohlenmonoxidkonzentrationen und Geschwindigkeiten aufgelistet. Hierbei geben die unteren Werte die über die Kanalbreite gemittelten Größen und die oberen Werte die minimalen und maximalen Größen dieser Berechnungslinie an, wobei der erste der oberen Werte in Wandnähe und der zweite auf der Mittelachse bestimmt wurde. Die Differenzen zwischen den minimalen und maximalen Werten einer jeden Berechnung dienen zur Bewertung der Temperatur- und Geschwindigkeitsvergleichmäßigkeit. Diese Differenzen sind zusammen mit den NO_x -Emissionen, den Flammenlängen und den Druckverlusten in Abbildung 7.70 für den Referenzfall (Ref. 2) und den zwölf Berechnungsvarianten (K1 bis K12) graphisch dargestellt. Die Unterschiede im Brennerbereich werden anhand der in Abbildung 7.71 bis Abbildung 7.73 dargestellten Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen verdeutlicht (siehe auch Kapitel 10.17, Abbildung 10.96 bis Abbildung 10.103).

Tabelle 7.30: Berechnungswerte für unterschiedliche Brennergeometrien und unterschiedliche Kanalbreiten (Teil 1, GT-Betrieb)

	T_{\max} [°C]	CO_{\max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{Abgas} [°C]	O_2 , KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2 , KBA [Vol.-%, tr.]	CO_{KBA} [ppm]	NO_x , KBA bez. auf Ref. 2 [-]
Referenzfall 2	1626	121.753	464	904	11,2	5,8	8	1,0
K1 5,25 mm Spaltbreite	1622	121.289	458	904	11,2	5,8	8	0,95
K2 2,5 mm Spaltbreite	1631	125.081	461	905	11,2	5,8	7	1,12
K3 1,93 mm Gasdüse	1610	116.675	456	901	11,2	5,8	11	0,78
K4 2,67 mm Gasdüse	1648	131.398	460	908	11,2	5,8	6	1,21
K5 202,5 mm Kanalbr.	1591	115.162	645	880	11,4	5,6	86	0,93
K6 147,5 mm Kanalbr.	1580	121.489	280	901	11,2	5,8	0	0,33
K7 14,7 mm Vormischdüse	1611	117.859	470	902	11,2	5,8	10	0,76
K8 8,5 mm Vormischdüse	1637	131.769	462	907	11,2	5,8	7	1,23
K9 32 mm Brennersteg	1627	128.168	493	905	11,2	5,8	10	1,16
K10 0 mm Brennersteg	1632	122.524	348	906	11,2	5,8	10	0,68
K11 147,5 mm Brennerbr.	1564	123.359	289	901	11,2	5,8	0	0,33
K12 92,5 mm Brennerbr.	1570	112.195	686	869	11,5	5,6	117	1,11

Tabelle 7.31: Berechnungswerte für unterschiedliche Brennergeometrien und unterschiedliche Kanalbreiten (Teil 2, GT-Betrieb)

	\dot{V} neben Brenner [%]	\dot{V} durch Spalt [%]	$\Delta p_{\text{stat.}}$ [Pa]	$\Delta p_{\text{dyn.}}$ [Pa]	$\Delta p_{\text{ges.}}$ [mbar]	$T_{x=700}$ [°C]	$\text{CO}_{x=700}$ [ppm]	$v_{x=700}$ [m/s]
Referenzfall 2	93,1	6,9	172	17	1,9	716 - 1106 950	bis 510 384	21,5 - 6,3 14,2
K1 5,25 mm Spaltbreite	93,0	7,0	173	17	1,9	720 - 1102 947	bis 491 370	21,4 - 6,5 14,4
K2 2,5 mm Spaltbreite	93,4	6,6	175	17	1,9	718 - 1100 956	bis 516 387	21,8 - 5,9 14,4
K3 1,93 mm Gasdüse	92,6	7,4	166	17	1,8	710 - 1094 932	bis 495 367	21,0 - 7,0 14,5
K4 2,67 mm Gasdüse	93,8	6,2	180	17	2,0	720 - 1118 970	bis 524 401	22,4 - 5,3 14,2
K5 202,5 mm Kanalbr.	93,7	6,3	63	17	0,7	596 - 1176 865	bis 1606 778	18,6 - 8,8 14,0
K6 147,5 mm Kanalbr.	90,5	9,5	855	10	8,8	890 - 946 928	bis 25 16	22,6 - 5,2 13,5
K7 14,7 mm Vormischdüse	92,3	7,7	166	29	1,8	722 - 1001 933	bis 531 374	20,6 - 6,7 14,5
K8 8,5 mm Vormischdüse	94,2	5,8	178	17	2,0	731 - 1114 961	bis 529 373	21,8 - 6,1 14,2
K9 32 mm Brennersteg	93,1	6,9	169	17	1,9	679 - 1136 952	bis 657 463	22,6 - 6,0 15,1
K10 0 mm Brennersteg	96,5	3,5	272	17	2,9	812 - 1021 946	bis 208 164	22,7 - 5,1 13,8
K11 147,5 mm Brennerbr.	90,6	9,4	949	17	9,7	890 - 931 917	bis 25 16	22,6 - 5,2 13,4
K12 92,5 mm Brennerbr.	93,6	6,4	48	17	0,7	560 - 1231 849	bis 1951 839	19,5 - 10,1 15,3

Obwohl die Spaltfläche deutlich verändert wurde, blieb der durch den Spalt angesaugte Abgasstrom nahezu konstant. Lediglich in der Berechnung K2 kam es durch die Reduzierung der Spaltbreite zu einer leicht veränderten Aufteilung des GT-Abgasstromes (Tabelle 7.31).

Durch die Erhöhung der Gasgeschwindigkeit konnte die Injektorwirkung verstärkt und der in die Vormischkammer angesaugte Abgasstrom erhöht werden (Rechnung K3). Umgekehrt wurde bei geringerer Gasgeschwindigkeit weniger Abgas durch den Spalt gesaugt (Rechnung K4).

Ähnlich verhält es sich bei Variation der Vormischdüse. Wie in der Rechnung K3 und K4 führt auch hier die Querschnittsänderung zu einer Erhöhung (Rechnung K7) bzw. Verringerung (Rechnung K8) des durch den Brennerspalt gesaugten Abgasstromes.

In allen sechs Berechnungen (K1 bis K4 sowie K7 und K8) betrug die Änderung der Volumenstromaufteilung maximal 15 %. Diese Änderungen hatten, wie die Abbildungen zeigen, einen geringen Einfluss auf das Strömungs- und Verbrennungsverhalten des Brenners,

so dass weder die Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung deutlich vergleichmäßigt noch die Flamme signifikant verkürzt werden konnten. Die NO_x -Emissionen schwanken, bezogen auf den Referenzfall, im Bereich $\pm 20\%$. Niedrigere NO_x -Emissionen wurden mit der Rechnung K3 (Erhöhung der Gasgeschwindigkeit) und Rechnung K7 (Verkleinerung der Vormischdüse) simuliert. Die Reduzierung der NO_x -Werte wird durch die Absenkung der Flammentemperatur (-15 K) erzielt.

Die größten Unterschiede zum Referenzfall konnten bei Variation der Kanal- und Brennerbreiten beobachtet werden (Abbildung 7.70). Durch die hohe Abgasgeschwindigkeit in den Rechnungen K6 und K11 (ca. 72 m/s zwischen Brenner und Kanalwand) wird die Rezirkulationszone deutlich verstärkt, wodurch eine Abnahme der Flammentemperatur (-45 K bzw. -60 K) und damit der NO_x -Emissionen (Reduzierung $>65\%$) bewirkt wird. Gleichzeitig wird die Flamme stark verkürzt (-180 mm), was in der Kombination mit dem niedrigeren Temperaturniveau im Kanal dazu führt, dass die Temperaturdifferenz bei $x = 700$ mm wesentlich geringer ist als im Referenzfall. Wesentlicher Nachteil der Kanalverjüngung ist der hohe Druckverlust, der im Vergleich zum ursprünglichen Kanal verfünffacht wird (Tabelle 7.31).

Aufgrund des größeren Querschnitts (Fläche zwischen Brenner und Kanal) in den Rechnungen K5 und K12 wird der Druckverlust gegenüber dem Referenzfall mehr als halbiert und die Abgasgeschwindigkeit neben dem Brenner um 50% reduziert. Anhand der in Abbildung 7.73 dargestellten Geschwindigkeitsvektoren ist zu erkennen, dass sich aufgrund der geringeren Abgasgeschwindigkeit kein bzw. nur noch ein sehr kleines Rückströmgebiet auf der Mittelachse ausbildet. Das Resultat ist eine deutlich längere Flamme (+180 bis +220 mm) mit einer maximalen Flammentemperatur, die um ca. 35 bzw. 55 K unter der des Referenzfalles liegt. Anzumerken ist darüber hinaus, dass einzig mit diesen beiden Berechnungsvarianten KB-Abgastemperaturen unter 900 °C berechnet wurden.

Ziel des letzten Arbeitsschrittes war es, die numerisch erzielten Ergebnisse anhand von Messdaten zu überprüfen, um somit die Anwendbarkeit des mathematischen Modells für die Simulation der ZSF mittels Kanalbrenner noch einmal zu „untermauern“. Da die Berechnungsvariante K6 große Unterschiede zum Referenzfall aufweist und für den GT-Betrieb in Bezug auf eine kurze Flamme, niedrige Emissionen und gleichmäßige Temperaturverteilung sehr gute Ergebnisse liefert, wurde diese Geometrievariante (Reduzierung der Kanalbreite um 27,5 mm) gefertigt und messtechnisch untersucht. Die erzielten Ergebnisse werden in Kapitel 7.7 beschrieben.

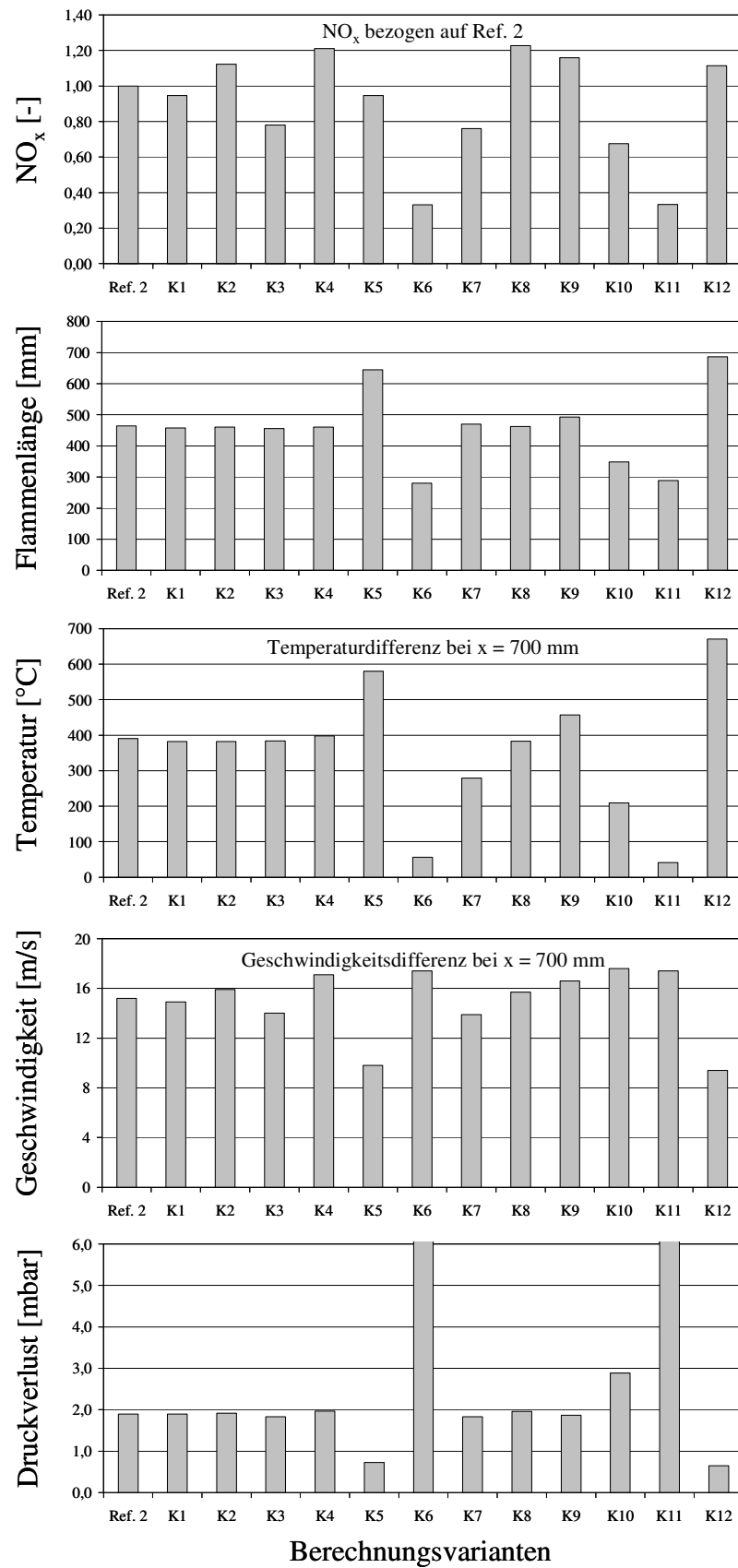


Abbildung 7.70: Charakteristische Berechnungsgrößen für unterschiedliche Brennergeometrien und unterschiedliche Kanalbreiten (GT-Betrieb)

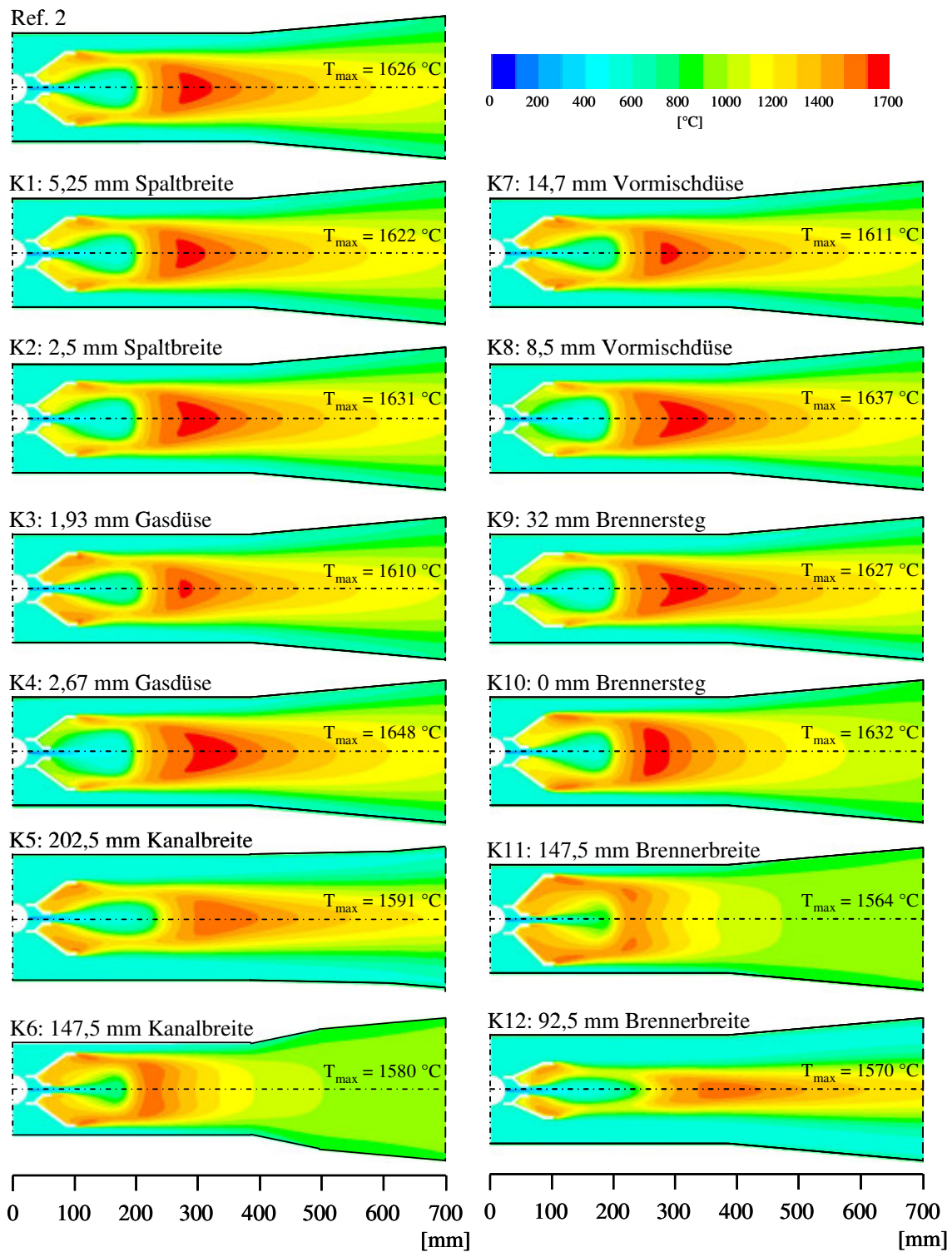


Abbildung 7.71: Vergleich der mit unterschiedlichen Brennergeometrien und unterschiedlichen Kanalbreiten berechneten Temperaturverteilungen (GT-Betrieb)

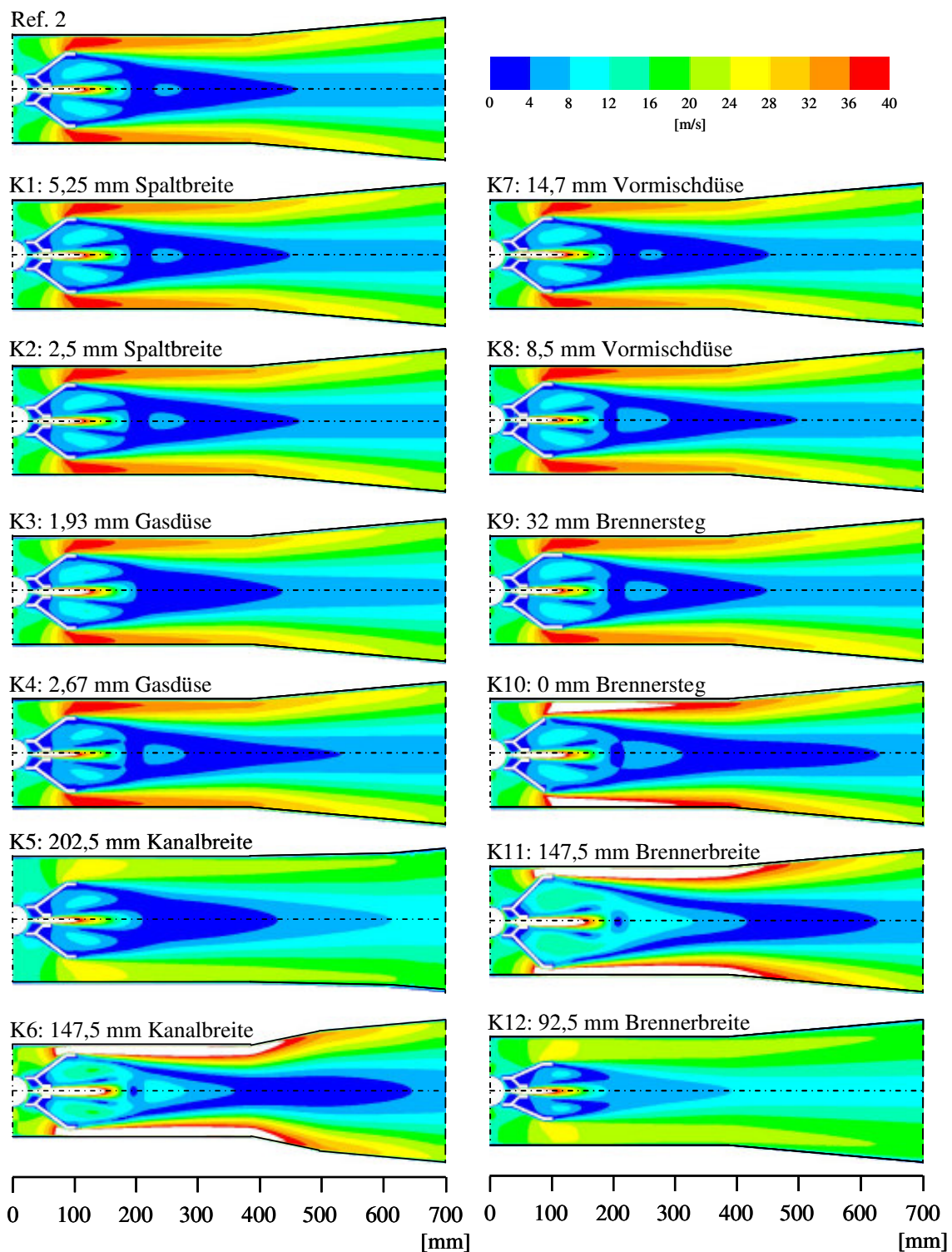


Abbildung 7.72: Vergleich der mit unterschiedlichen Brennergeometrien und unterschiedlichen Kanalbreiten berechneten Geschwindigkeitsverteilungen (GT-Betrieb)

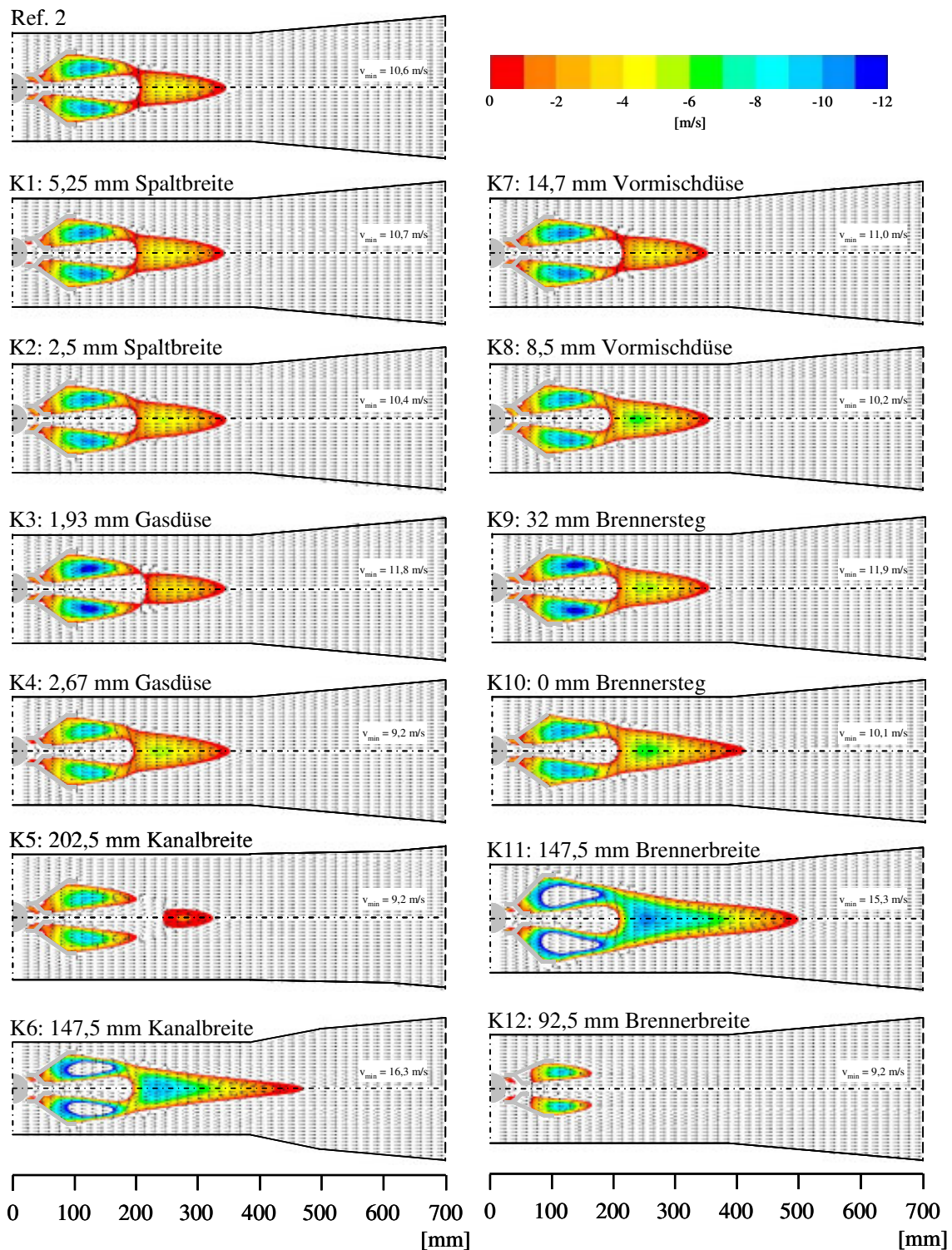


Abbildung 7.73: Vergleich der mit unterschiedlichen Brennergeometrien und unterschiedlichen Kanalbreiten berechneten Strömungsstrukturen und Rezirkulationsgeschwindigkeiten (GT-Betrieb)

7.7 Vergleich des Referenzfalles 2 mit der Variante K6

Zur Bestätigung der Berechnungsergebnisse wurde die für den GT-Betrieb durch die numerische Simulation ermittelte optimierte Geometrievariante gefertigt. Messungen sollten sowohl für den GT-Betrieb als auch für den FL-Betrieb durchgeführt werden. Leider stellte sich heraus, dass die neue Geometrievariante nur im FL-Betrieb untersucht werden konnte. Im GT-Betrieb konnte die benötigte Abgasmenge aufgrund des sich einstellenden hohen Druckverlustes im System mit dem zur Verfügung stehenden Gebläse nicht rezirkuliert werden.

Vor diesem Hintergrund wurden die Berechnungsergebnisse nur anhand der im FL-Betrieb erzielten Ergebnisse überprüft. Nachfolgend sind zuerst die Berechnungsergebnisse gegenübergestellt, anschließend erfolgt der entsprechende Vergleich der Messergebnisse.

In Tabelle 7.32 sind die Randbedingungen für den Referenzfall und der Variante K6 im FL-Betrieb angegeben. Während sich im GT-Betrieb die Abgasgeschwindigkeit neben dem Brenner durch die Reduzierung der Kanalbreite von ca. 36 auf 72 m/s erhöhte, betragen die entsprechenden Luftgeschwindigkeiten ca. 6,6 (Ref. 2) bzw. 13,2 m/s (Variante K6).

Tabelle 7.32: Betriebs- und Rechenparameter für den FL-Betrieb mit unterschiedlichen Kanalbreiten

	\dot{V}_{Gas} [m ³ /h]	v_{Gas} [m/s]	\dot{V}_{Luft} [m ³ /h]	v_{Luft} [m/s]	T_{Luft} [°C]	O_2, Luft [Vol.-%, tr.]	CO_2, Luft [Vol.-%, tr.]	λ_{ZSF} [-]
Ref. 2 175 mm Kanalbr.	14/15	177	415	2,1 / 6,6	20	20,9	0	2,9
K6 147,5 mm Kanalbr.	14/15	177	415	2,5 / 13,2	20	20,9	0	2,9

7.7.1 Vergleich der Berechnungsergebnisse im FL-Betrieb

Neben der tabellarischen Gegenüberstellung der Berechnungswerte (Tabelle 7.33 und Tabelle 7.34) sind für die beiden Geometrievarianten die entsprechenden Profilverläufe auf der Mittelachse sowie die Temperatur- und Sauerstoffverläufe an den Positionen $x = 125 \text{ mm}$, $x = 210 \text{ mm}$ und $x = 530 \text{ mm}$ dargestellt. Die in Fluent erzeugten Schnittbilder sind im Anhang (Kapitel 10.18, Abbildung 10.104 bis Abbildung 10.113) aufgeführt.

Tabelle 7.33: Berechnungswerte des Referenzfalles und der Variante K6 (Teil 1, FL-Betrieb)

	T_{max} [°C]	CO_{max} [ppm]	Flammenlänge [mm]	T_{KBA} [°C]	O_2, KBA [Vol.-%, tr.]	CO_2, KBA [Vol.-%, tr.]	CO_{KBA} [ppm]	NO_x, KBA bez. auf Ref. 2 [-]
Ref. 2 175 mm Kanalbr.	1714	140.895	1345	869	14,2	3,8	312	1,0
K6 147,5 mm Kanalbr.	1747	141.973	1108	887	14,2	3,7	232	1,21

Tabelle 7.34: Berechnungswerte des Referenzfalles und der Variante K6 (Teil 2, FL-Betrieb)

	\dot{V} neben Brenner [%]	\dot{V} durch Spalt [%]	$\Delta p_{\text{stat.}}$ [Pa]	$\Delta p_{\text{dyn.}}$ [Pa]	$\Delta p_{\text{ges.}}$ [mbar]	$T_{x=700}$ [°C]	$\text{CO}_{x=700}$ [ppm]	$v_{x=700}$ [m/s]
Ref. 2 175 mm Kanalbr.	79,5	20,5	16	0	0,2	462 - 1682 924	bis 17.250 6.316	3,5 – 7,7 5,9
K6 147,5 mm Kanalbr.	74,8	25,2	83	1	0,8	606 - 1488 1002	bis 7.500 3.536	7,5 – 4,9 6,2

Während im GT-Betrieb mit der Variante K6 eine gegenüber dem Referenzfall kürzere Flamme (-180 mm), eine niedrige Flammentemperatur (-46 K) und geringere NO_x -Emissionen (-67 %) simuliert wurden, kommt es im FL-Betrieb zwar zu einer Verkürzung der Flamme (-240 mm), die Flammentemperatur steigt hingegen (+33 K) und führt zu einer leichten NO_x -Erhöhung (+21 %). Durch die Reduzierung der Kanalbreite um 175 mm und der damit verbundenen Erhöhung der Luftgeschwindigkeit wird die Flamme im FL-Betrieb um ca. 240 mm verkürzt und die Position der Maximaltemperatur um ca. 150 mm in Richtung des Brenners verschoben ($\text{Pos}_{T_{\text{max}}} = 630 \text{ mm}$ für Ref. 2; $\text{Pos}_{T_{\text{max}}} = 485 \text{ mm}$ für K6, Abbildung 7.74).

Die vertikalen Temperatur- und Speziesverläufe der Variante K6 (Abbildung 7.75 und Abbildung 7.76, siehe auch Abbildung 10.106 bis Abbildung 10.113) weisen gegenüber dem Referenzfall ein schmaleres Profil im Brennernahbereich ($x = 125 \text{ mm}$) auf und zeigen bei $x = 530 \text{ mm}$ eine geringere Temperaturdifferenz, was auf eine schnellere Temperaturvergleichmäßigung schließen lässt.

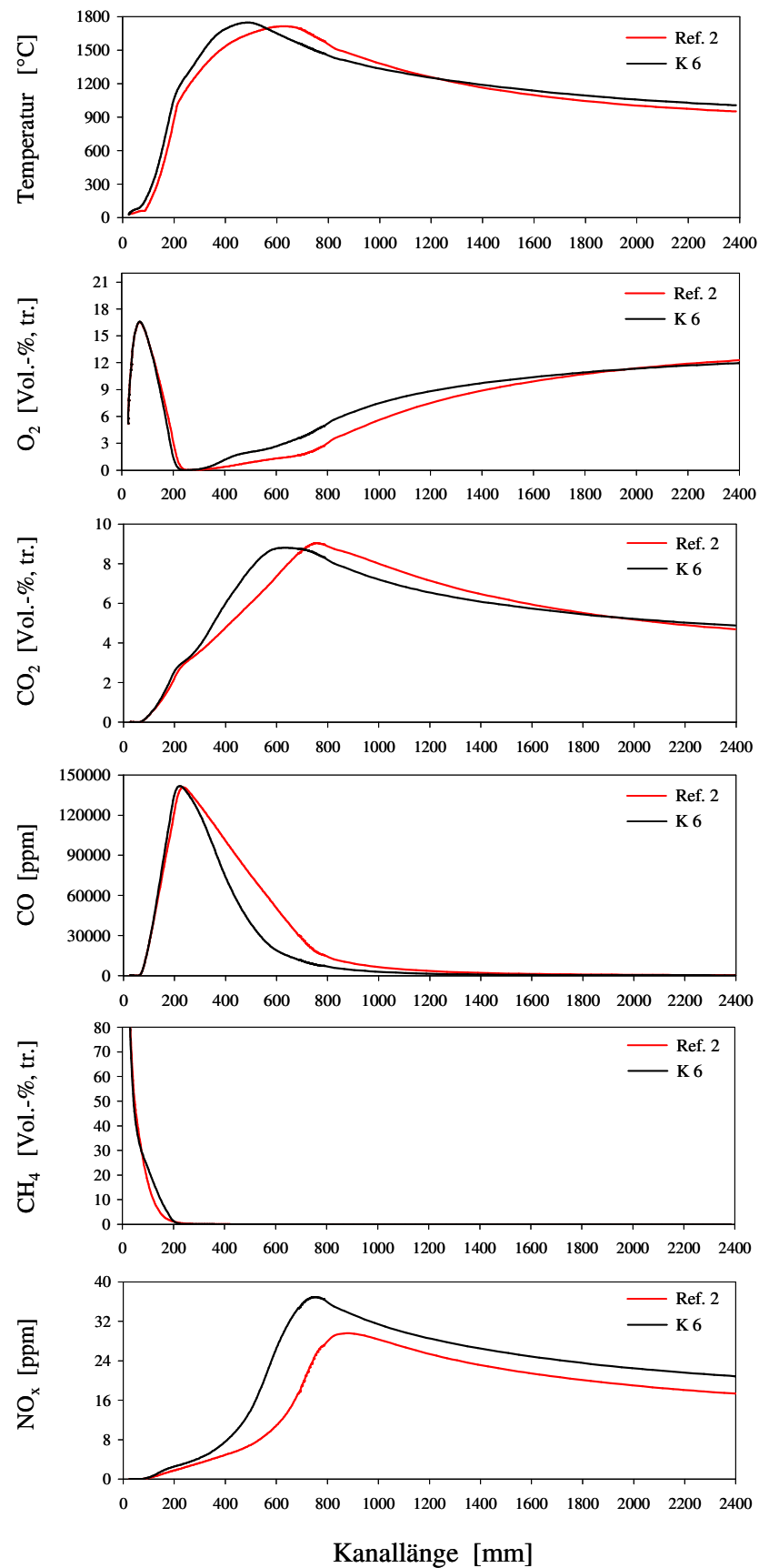


Abbildung 7.74: Vergleich der auf der Mittelachse berechneten Temperatur- und Konzentrationsprofile des Referenzfalles und der Variante K6 (FL-Betrieb)

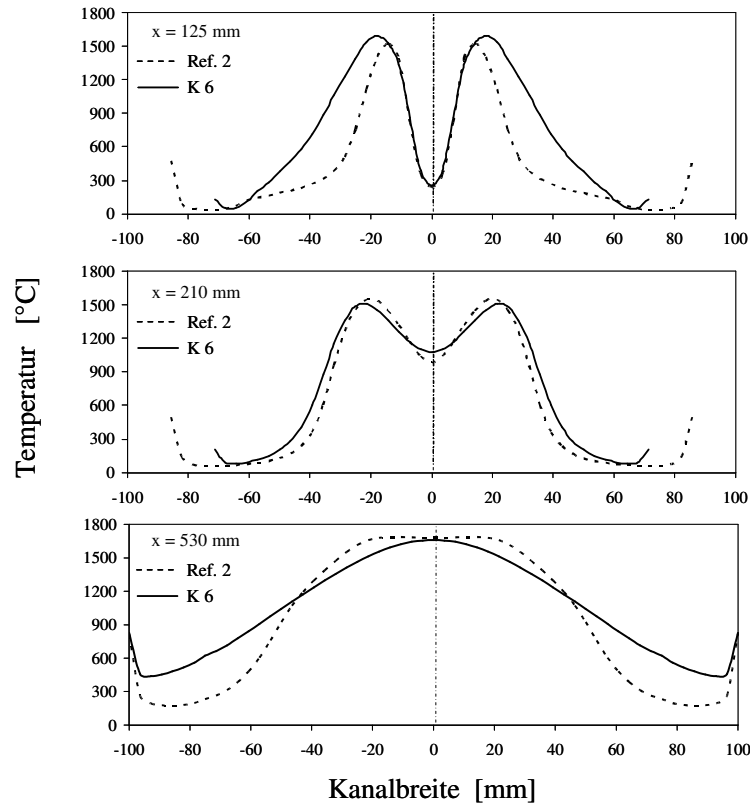


Abbildung 7.75: Vergleich der berechneten Temperaturprofile des Referenzfalles und der Variante K6 (FL-Betrieb)

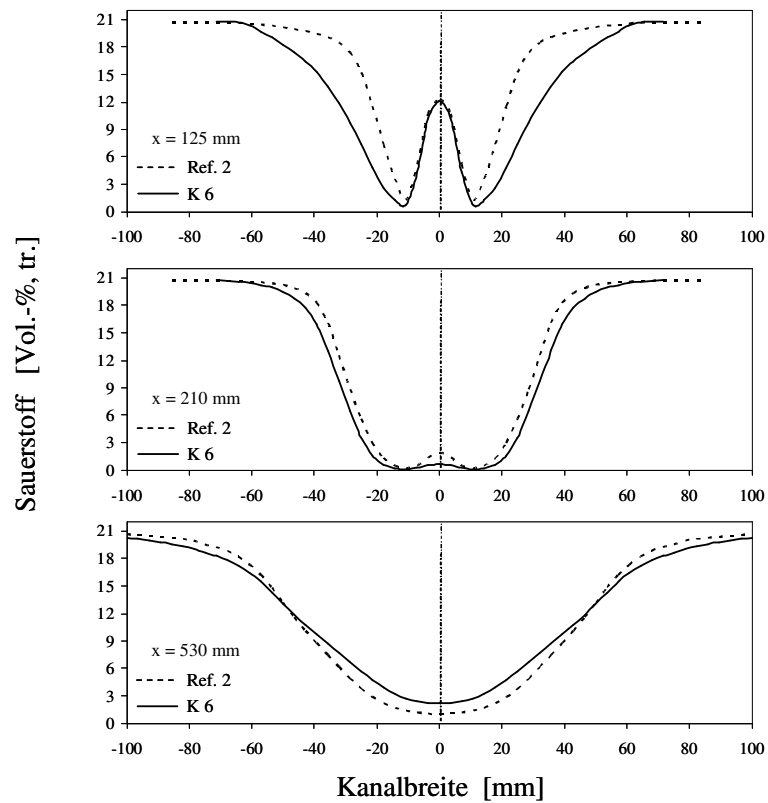


Abbildung 7.76: Vergleich der berechneten Sauerstoffprofile des Referenzfalles und der Variante K6 (FL-Betrieb)

7.7.2 Vergleich der Messergebnisse im FL-Betrieb

Der Berechnung entsprechend sind nachfolgend die Messergebnisse tabellarisch (Tabelle 7.35) und in Form von Profilverläufen (siehe auch Kapitel 10.19, Abbildung 10.114 bis Abbildung 10.120) dargestellt. Hierbei zeigen die Messergebnisse ein den Berechnungsergebnissen ähnliches Verhalten. Die Reduzierung der Kanalbreite führt auch hier zu einer Verkürzung der Flamme (-95 mm) und einer Positionsverschiebung (-195 mm) der gemessenen Maximaltemperatur in Richtung des Brenners ($Pos_{T_{max}} = 530$ mm für Ref. 2; $Pos_{T_{max}} = 335$ mm für K6, Abbildung 7.77). Ferner wurde für die Variante K6 eine etwas höhere Maximaltemperatur (+12 K) und eine geringfügig höhere NO_x -Emission (+8 %) gemessen (Tabelle 7.35), wobei zu erwähnen ist, dass die Temperatur- und NO_x -Erhöhung im Bereich der Messgenauigkeit liegen.

Des Weiteren wurde, wie zuvor mit dem mathematischen Modell, für die Variante K6 ein schmaleres Temperatur- und Sauerstoffprofil bei $x = 125$ mm (Abbildung 7.78 und Abbildung 7.79) bestimmt, und auch der Temperaturverlauf bei $x = 530$ mm zeigt für diese Variante im Vergleich zum Original (Ref. 2) eine gleichmäßigere Verteilung.

Tabelle 7.35: Messwerte des Referenzfalles und der Variante K6 (FL-Betrieb)

	T_{max} [°C]	CO_{max} [ppm]	Flammen- länge [mm]	T_{KBA} [°C]	$O_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]	$CO_{2, KBA}$ [Vol.-%, tr.]	CO_{KBA} [ppm]	$NO_{x, KBA}$ bez. auf Ref. 2 [-]
Ref. 2 175 mm Kanalbr.	1373	68.000	885	855	14,3	3,9	0	1,0
K6 147,5 mm Kanalbr.	1385	57.000	795	831	14,1	3,9	0	1,08

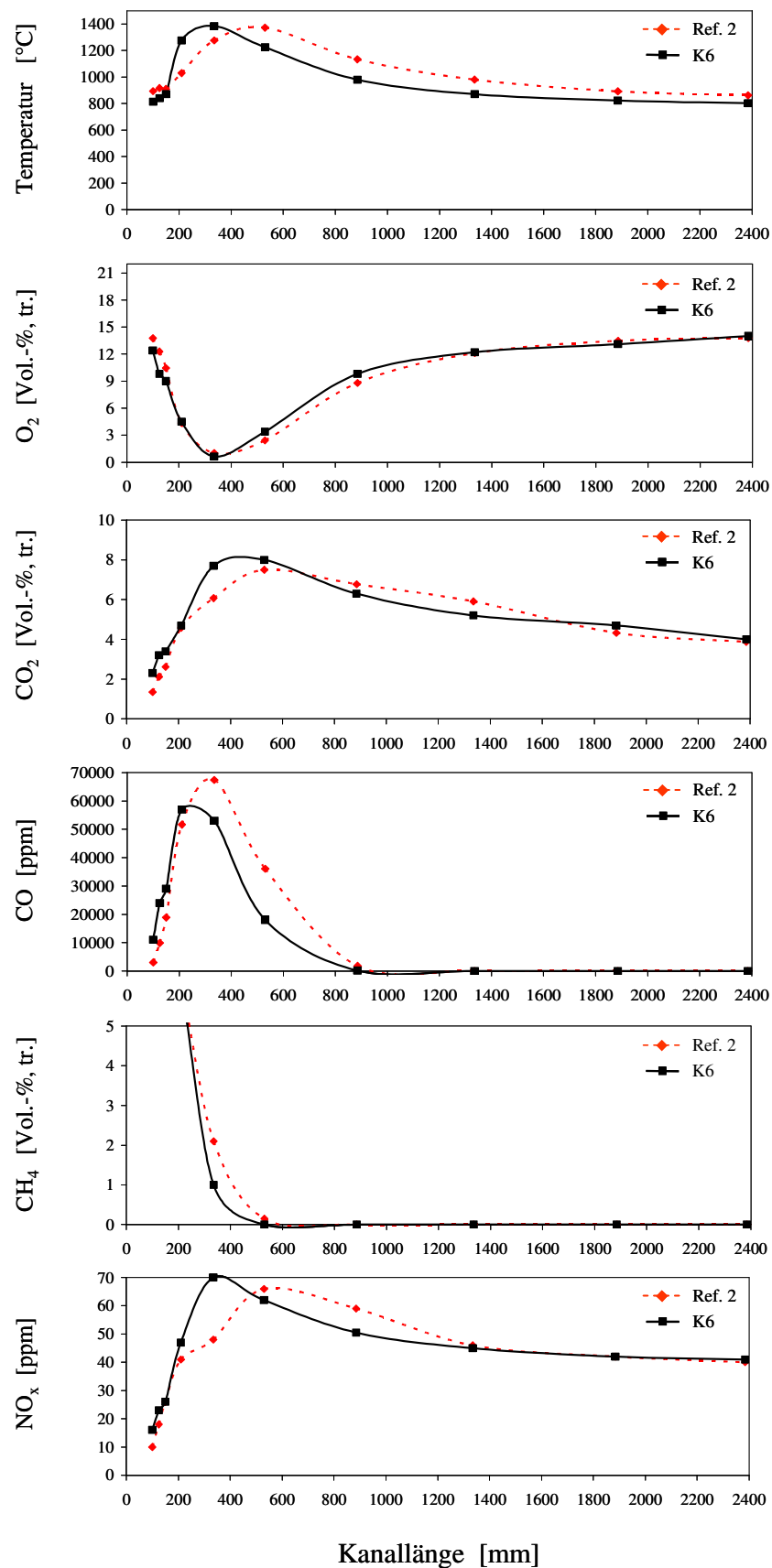


Abbildung 7.77: Vergleich der auf der Mittelachse gemessenen Temperatur- und Konzentrationsprofile des Referenzfalles und der Variante K6 (FL-Betrieb)

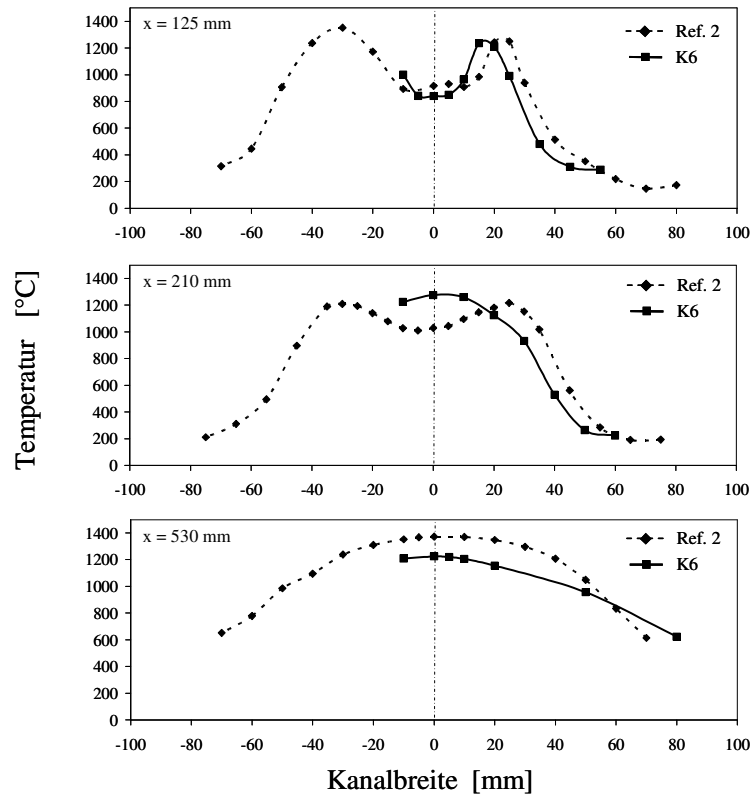


Abbildung 7.78: Vergleich der gemessenen Temperaturprofile des Referenzfalles und der Variante K6 (FL-Betrieb)

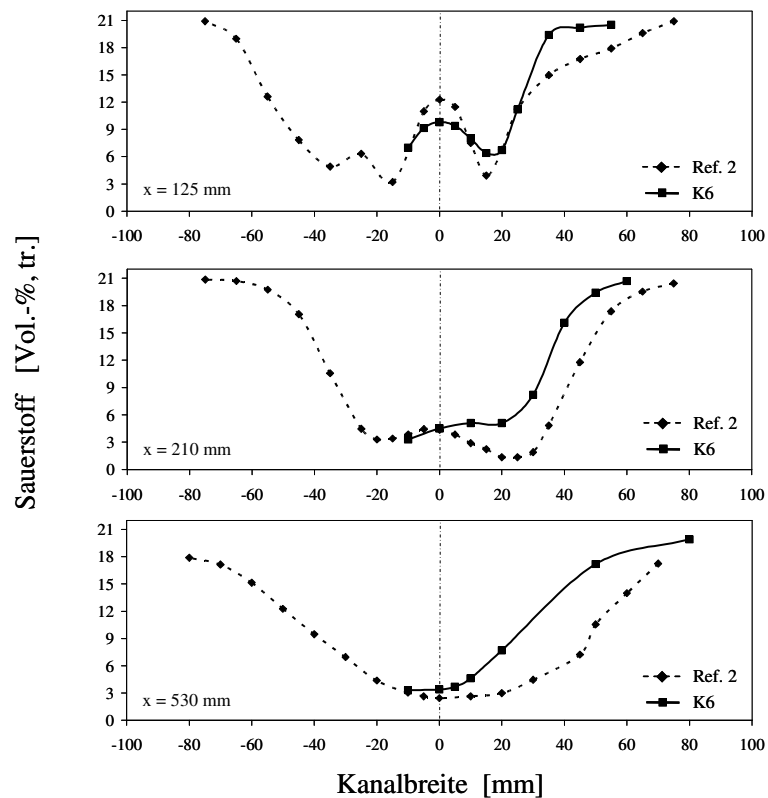


Abbildung 7.79: Vergleich der gemessenen Sauerstoffprofile des Referenzfalles und der Variante K6 (FL-Betrieb)

8 Zusammenfassung

Die Zusatzfeuerung (ZSF) im GuD-KWK-Prozess ist eine wirkungsvolle Maßnahme zur Ausnutzung des Restsauerstoffgehalts und des Energieinhaltes der Gasturbinenabgase. Kennzeichnend für den Einsatz einer ZSF ist die erhöhte Flexibilität der Gesamtanlage. Durch die ZSF kann die Prozesswärmeerzeugung dem tatsächlichen Wärmebedarf gezielt angepasst werden, da die Wärmeproduktion im Abhitzeessel bei konstanter Leistung der Gasturbine deutlich erhöht werden kann. Zudem kann die Anlage bei Ausfall der Gasturbine betrieben werden. Die ZSF wird dann im Frischluftbetrieb eingesetzt. Ein Stillstand der Gasturbine hat damit nicht mehr den sehr kostspieligen Stillstand der Gesamtanlage zur Folge.

Eine Variante der ZSF ist der Einbau von Kanalbrennern im Abgaskanal der Gasturbinen. Bei dieser Art der ZSF stößt man allerdings in einen Bereich wissenschaftlicher Verbrennungsuntersuchungen vor, der noch nicht ausreichend erfasst worden ist. Sie ist gekennzeichnet durch die Reaktion des sauerstoffhaltigen Gasturbinenabgases (12 bis 15 Vol.-%) mit Erdgas. Erschwerend kommt hinzu, dass die Kanalbrenner die an sie gestellten Anforderungen nicht nur im Gasturbinenbetrieb (GT-Betrieb), sondern auch im Frischluftbetrieb (FL-Betrieb) erfüllen müssen.

Wurden bisher die Kanalbrennergeometrien experimentell in den Forschungsabteilungen der Brennerhersteller entwickelt und Probleme bei der Inbetriebnahme der Anlage direkt beim Kunden gelöst, so sollen zukünftig diese Aufgaben durch die mathematischen Modellierung unterstützt werden.

Vor dem Hintergrund, dass für die Auslegung von Kanalbrennern bisher kaum simulationsgestützte Verfahren eingesetzt und auch die numerische Simulation von Kanalbrennern als ZSF im GuD-Prozess bisher in der Literatur nicht beschrieben wurde, wird erstmals in dieser Arbeit die mathematische Modellierung einer solchen turbulenten Verbrennung dargestellt.

Ziel der Arbeit ist es, das Verständnis der Strömungs- und Verbrennungssituation dieser ZSF sowie die industrielle Akzeptanz simulationsgestützter Verfahren zu verbessern. Dazu ist ein Berechnungsmodell, bestehend aus verschiedenen Teilmodellen, erstellt worden, mit dem detaillierte Informationen über das Strömungs- und Verbrennungsverhalten des Kanalbrenners gewonnen, und zudem praxisrelevante Fragestellungen der Industrie innerhalb eines ausreichend kurzen Zeitraums mit verlässlicher Genauigkeit beantwortet werden können.

Für die Validierung und Beurteilung der mathematischen Modelle wurde ein in der Industrie eingesetzter Kanalbrenner (Originalbrenner) unter industrienahen Bedingungen an der im Rahmen dieser Arbeit gefertigten Kanalversuchsstrecke detailliert vermessen. Das experimentelle Untersuchungsprogramm umfasste umfangreiche Temperatur- und Gaskonzentrationsmessungen sowie Kameramessungen zur Bestimmung der Reaktionszonen und der Geschwindigkeitsverteilungen. Als relevante Gaskomponenten wurden die Konzentrationen von NO, NO₂, CO, CO₂, CH₄ und O₂ erfasst. Es wurden detaillierte 2-dimensionale Informationen gewonnen, die als Vergleichsdaten zur Modellüberprüfung nutzbar sind und

eine sehr gute Beurteilung der entwickelten und benutzten mathematischen Modelle ermöglichen.

Darüber hinaus liefern die Messungen erste Erkenntnisse über das Verbrennungsverhalten des Kanalbrenners bei unterschiedlichen Betriebsweisen einer GuD-Anlage. Anhand des Vergleichs der Messungen konnte dargestellt werden, wie sich die für die Zusatzfeuerung relevanten Parameter des Wärmeträgers beim Umschalten von GT-Betrieb auf den FL-Betrieb ändern. Gegenüber dem FL-Betrieb zeichnet sich der GT-Betrieb in diesem Untersuchungsfall dadurch aus, dass bei gleichem Brennstoffeinsatz eine höhere Abgastemperatur bei gleichzeitig niedrigeren NO_x -Konzentrationen erreicht wird. Ein weiterer Vorteil des GT-Betriebes ist die kürzere Flamme sowie die etwas geringere Flammentemperatur.

Obwohl bei den Untersuchungen nur ein einzelner Brenner statt eines gesamten Brennernetzes aus vielen Einzelbrennern verwendet wurde, kann die Versuchsanlage als verkleinertes Modell einer Großanlage verstanden werden. Zur Überprüfung der Übertragbarkeit der an der Versuchsanlage erzielten Ergebnisse in die industrielle Praxis, wurde ein weiter verkleinertes Modell (physikalisches Modell, Modellbrenner mit verjüngtem Kanal) gefertigt, dessen Untersuchungsergebnisse mit denen der ursprünglichen Versuchsanlage verglichen wurden. Der Vergleich zeigt, dass der Modellbrenner die Strömungs- und Verbrennungsvorgänge des Originalbrenners ausreichend gut wiedergibt und bestätigt somit die äquivalenten Bedingungen zwischen Modell- und Originalbrenner. Da die physikalische Modellierung in beide Richtungen wirkt – vom Original über die Versuchsplanung und -durchführung zum Modell und vom Modell mit den Versuchsergebnissen zum neuen Original – ist die generelle Übertragbarkeit der an dieser Versuchsanlage gewonnenen Erkenntnisse auf industrielle Großanlagen und deren Brenner unter Berücksichtigung anlagenspezifischer Besonderheiten möglich.

Die numerischen Untersuchungen wurden mit Hilfe des kommerziellen CFD-Programms Fluent durchgeführt. Es wurden verschiedene mathematische Teilmodelle und Modellparameter untersucht und für die Simulation des GT-Betriebes angepasst. Unter Berücksichtigung der Berechnungszeit und Genauigkeit der Vorhersage hat sich dabei das Standard- $k-\epsilon$ -Modell in Kombination mit einer modifizierten Version des Partially-Premixed-Combustion-Modells als geeignetes Berechnungswerkzeug erwiesen.

Die Vergleiche zwischen Messung und Rechnung zeigen, dass das Verbrennungsverhalten des Kanalbrenners im Brennernahbereich mit dieser Modellkombination sowohl für den GT-Betrieb als auch für den FL-Betrieb qualitativ gut vorhergesagt wird und am Feuerraumende die berechneten Temperaturen und Gaskonzentrationen ausreichend genau mit den entsprechenden Messwerten übereinstimmen. Bei einer quantitativen Betrachtung der Berechnungsergebnisse im Feuerraum ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Flammentemperaturen und die Kohlenmonoxidkonzentrationen deutlich zu hoch berechnet werden. Die NO_x -Werte hingegen liegen deutlich unter den gemessenen Werten, zeigen allerdings – wie alle Berechnungsgrößen – korrekte Trendvorhersagen zwischen den Betriebszuständen des GT- und FL-Betriebes.

Um zum einen das Verständnis der Strömungs- und Verbrennungssituation der Kanalbrennerfeuerung zu verbessern und zum anderen den Einfluss von einzelnen betriebsrelevanten

Prozessparametern zu untersuchen, wurden Simulationsrechnungen mit Variation der Brennerleistung, der Abgastemperatur sowie des Sauerstoffanteils im Gasturbinenabgas durchgeführt. Durch die verschiedenen Simulationen konnte detailliert dokumentiert werden, wie sich die einzelnen Parameter auf den Verbrennungsprozess und somit auf die Flammentemperatur, die Flammenlänge und die NO_x -Bildung auswirken.

Parallel zu den Prozessparametern wurde der Einfluss von verschiedenen Konstruktionsparametern untersucht. Von den Abmaßen des Originalbrenners ausgehend wurden zwölf Berechnungsvarianten mit unterschiedlichen Brenner- und Kanalgeometrien durchgeführt. Anhand der dargestellten Berechnungsergebnisse können Geometrieparameter selektiert werden, die dazu führen, dass die unterschiedlichen Anforderungen an Kanalbrenner möglichst gut erfüllt werden.

Zur erneuten Überprüfung des Berechnungsmodells wurde abschließend eine der zwölf Geometrievarianten an der Versuchsanlage umgesetzt und experimentell untersucht. Das unterschiedliche Verbrennungsverhalten, dass durch die Simulation wiedergegeben wurde, konnte hierbei durch die Messung bestätigt werden.

Mit dem in dieser Arbeit entstandenen leistungsfähigen und praxisorientierten Berechnungsmodell steht ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem – bereits vor der Durchführung experimenteller Untersuchungen – Auswirkungen von konstruktiven und prozessrelevanten Parametern auf das Strömungs- und Verbrennungsverhalten von Kanalbrennern bestimmt werden können. Somit können zukünftig die Optimierungen und Entwicklungen dieser Brenner für die Zusatzfeuerung im GuD-Prozess unterstützt und die kosten- und zeitintensiven experimentellen Arbeiten reduziert werden.

9 Literatur

- [1] Ziesing, J.: Die Rolle der Kraft-Wärme-Kopplung in der zukünftigen Energieversorgung und ihr Beitrag zur Reduzierung der CO₂-Emissionen, Fachgespräch im Rahmen des Energiedialoges 2000, Berlin, 23. März 2000
- [2] Hassel, P.: Klimaschutz durch Kraft-Wärme-Kopplung – eine Standortbestimmung; Nr. 19 der ASUE-Schriftenreihe, Turbo-KWK '99 – Kraft-Wärme-Kopplung mit Gasturbinen, Essen, 1999
- [3] Vieregge, R.: Kraft-Wärme-Kopplung und Treibhauseffekt – Chancen zur Energieeinsparung und CO₂-Minderung, Nr. 16 der ASUE-Schriftenreihe, Kraft-Wärme-Kopplung - Energie sparen, Umwelt schonen, Essen, 1994
- [4] Stertkamp, J.-H.: Wärmetechnische Auslegung und Bewertung der Energieumwandlung von GuD-Heizkraftwerken mit Zusatzfeuerung, Dissertation, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, 1995
- [5] AGFW-Arbeitsgemeinschaft Fernwärme e. V. bei der Vereinigung deutscher Elektrizitätswerke: Strategien und Technologien einer pluralistischen Fern- und Nahwärmeversorgung in einem liberalisierten Energiemarkt unter besonderer Berücksichtigung der Kraft-Wärme-Kopplung und erneuerbarer Energien, Frankfurt, 6. März 2000, Internet Juli 2005 unter <http://www.isi.fhg.de/e/publikation/waerme/>
- [6] Bundesverband Kraft-Wärme-Kopplung e. V.: Grundlagen der KWK, Internet Juli 2005 unter http://www.bkww.de/bkww/infos/grundlagen/index_html?ztitel=Prinzip
- [7] Müller, U.: Das neue KWK-Gesetz und die FW 308, Vortrag bei den Stadtwerken München, Workshop am 9./10. April 2002, Internet Dezember 2004 unter <http://www.zfk.de/navframe/hintergrund.html#Anchor-Wie-28275>
- [8] Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz von 25. Januar 2005, Internet Juli 2005 unter http://www.bhkww-infozentrum.de/statement/kwk_gesetz_25012002.html
- [9] Adam, J.; Czernik, G.: KWK im Aufwind – Die neue Wirtschaftlichkeit von KWK-Anlagen, BWK, Bd. 54, Nr. 6, 2006
- [10] Gaz de France: Erdgasanwendungen, Internet Juli 2005 unter <http://www.gazdefrance-vertrieb.de/content/erdgasanwendungen>
- [11] Reiter, C.; Greisberger, H.: Technisch-ökonomische Grundlagen, Teil A2 Angebotsseitiger Technologiecatalog, Internet Dezember 2004 unter <http://www.eva.ac.at/publ/pdf/lcp-a2.pdf>
- [12] Kehlhofer, R.; Kunze, N.; Schüller, K.-H.: Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke, Handbuchreihe Energie, Band 7, ISBN 3-87806-072-6, Technischer Verlag Resch, Köln, 1994
- [13] Rukes, B.: Kraftwerkskonzepte für fossile Brennstoffe, VDI Berichte Nr. 1029, 1993

- [14] Jäger, G.: Stand und Perspektiven moderner Kohle- und Gaskraftwerke aus Sicht der Betreiber, VGB PowerTech e. V. Fachkongress 10.-12. Mai 2004, Berlin
- [15] Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit: Forschungs- und Entwicklungskonzept für emissionsarme fossil befeuerte Kraftwerke, Bericht der COORETEC-Arbeitsgruppen, Dokumentation, Nr.: 527, Internet Dezember 2004 unter <http://www.bine.info/pdf/infoplus/Cooretec.pdf>
- [16] Effenberger, H.: Dampferzeugung, ISBN 3-540-64175-0, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000
- [17] Spliethoff, H.: Verbrennung fester Brennstoffe zur Strom- und Wärmeerzeugung, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6: Energietechnik Nr. 443, Düsseldorf 2000
- [18] Neumann, F.: Untersuchung zur Auslegung eines Hochtemperaturwärmeaustauschers für die Integration in einem kombinierten Gas- und Dampfturbinen-Prozeß mit druckaufgeladener Kohlenstaubfeuerung, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6: Energietechnik Nr. 343, Düsseldorf 1996
- [19] Schuknecht, M.: Entwicklungspotential eines Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung, Dissertation, Universität Essen, Fachbereich 12 Maschinenwesen, 2003
- [20] Kasper, K.: Was ist von kombinierten Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerken (GuD-Anlagen) zu erwarten?, 15. Januar 2005, Internet Juli 2005 unter www.energiefakten.de
- [21] Schneiders, T.: Laserspektroskopische Untersuchungen instationärer Strahlmischungsprozesse in Gasturbinen-Vormischbrennern mit einem Tracer-LIF-Verfahren, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6: Energietechnik Nr. 480, Düsseldorf 2002
- [22] Kail, C.; Rukes, B.: Fortschrittliche Gas- und Dampfturbinenprozesse zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung bei GuD-Kraftwerken, VDI-Berichte Nr. 1182, 1995
- [23] Voß, A.: Die Kraft-Wärme-Kopplung - Technik, Potenzial und Umweltwirkungen, Physikalische Blätter 57, Nr. 11, 2001
- [24] Tolle, A.: Ökonomie und Ökologie der Kraft-Wärme-Kopplung, BWK, Band 50, Mai/Juni 1998
- [25] Simon, H.: Kraft-Wärme-Kopplung und getrennte Erzeugung von Strom und Wärme im Vergleich, Gaswärme International, Heft 3, März 1996
- [26] Folke, C.: Kraft-Wärme-Kopplung: Der Weg zur CO₂-Minderung?, VGB PowerTech, Oktober 2002
- [27] AGFW-Arbeitsgemeinschaft Fernwärme e. V. bei der Vereinigung deutscher Elektrizitätswerke: Zertifizierung von KWK-Anlagen – Ermittlung des KWK-Stromes, Arbeitsblatt FW 308, August 2001
- [28] Glaser, H.: Investitionen in die Zukunft – Modernisierung des Heizkraftwerkes der Universitätskliniken Freiburg, BWK, Band 55, Juli/August 2003

- [29] Jelinek, D.: Erdgasbefeuertes Gas- und Dampfturbinenheizkraftwerk in der Milch verarbeitenden Industrie, Gaswärme International, Oktober 2002
- [30] Buschmann, M.: Kombi-Kraftwerke für die Energieversorgung von Produktionsbetrieben, VGB Kraftwerkstechnik 72, Heft 5, 1992
- [31] Busch, F.: Betriebserfahrungen mit den Abhitzekesseln der GuD-Anlage im HKW Dresden-Nossener Brücke, VGB Powerteck, November 2001
- [32] SWM-Versorgungs-GmbH: Moderne Energiewirtschaft in München – Neue Gas- und Dampfturbinenanlage für das Heizkraftwerk Süd, Internet Mai 2005, www.swm.de
- [33] Hoffmann T., Rumpel, M.: Blockheizkraftwerke – eine Möglichkeit der Kraft-Wärme-Kopplung, Gaswärme-International, Heft 11, November 1999
- [34] Eden, T.: CFD-Modellierung der Zusatzfeuerung im Freiraum einer Druckwirbelschichtfeuerung, VDI-Bericht Nr. 1664, 2002
- [35] Kail, C.; Rukes, B.; Haberberger, G.: Interne Zusatzfeuerung - Maßnahmen zur Reduktion der CO₂-Emissionen von Dampfkraftwerken, VGB-Fachausschusssitzung „Kraftwerkskonzepte und Thermodynamik“, BTU Cottbus, 12.-13.11.2003
- [36] Kail, C.; Haberberger, G.: Kohlendioxid-Rückhaltung und Wirkungsgraderhöhung durch interne Zusatzfeuerung bei Dampfkraftwerken, VDI-Bericht Nr. 1714, 2002
- [37] Kaier, U. Neue Techniken und Finanzierungsmodelle integrierter Systeme der Kraft-Wärme-Kopplung, Gaswärme International, Heft 11, November 1994
- [38] Minarik, R.: Umstellung eines ursprünglich mit Braunkohle betriebenen Kraftwerks auf Gasturbinen-Dampfturbinen-Betrieb, Gaswärme International, Heft 6-7, 2002
- [39] Bau und Planung von Kraftwerken in Deutschland, BWK, Bd 48, Nr. 7/8, 1996
- [40] Keijzer, C.; Riedijk, L.: Erdgas-Flächenbrenner als Zusatzfeuerung für Abhitzekessel im GuD-Prozess, Gaswärme International, Bd. 43, 1994, Heft 1/2
- [41] Minarik, R.; Niepenberg, H. P.: Thermische Nutzung von Turbinenabgasen im CO-Generation-Prozeß, Gaswärme International, Bd. 40, 1991
- [42] Gierse, M.; Gauthier, J. C.; Endres, G.: Gas- und ölgefeuerte Kanalbrenner in Kraftwerksanlagen, VDI Berichte 1313, Verbrennung und Feuerung, 18. Deutsch-Niederländischer Flammentag, 1997
- [43] Wang, J.; Leithner, R.: Konzepte und Wirkungsgrade kohlegefeuerter Kombianlagen, BWK, Bd. 47, 1995
- [44] Bohn, D.: Stand der Technik und Entwicklungsperspektiven in der Kraft-Wärme-Kopplung – Gasturbinen, Nr. 16 der ASUE-Schriftreihe, Kraft-Wärme-Kopplung - Energie sparen, Umwelt schonen, Essen, 1994
- [45] Rostek, H. A.: Möglichkeiten und Grenzen der Kraft-Wärme-Kopplung, Nr. 16 der ASUE-Schriftreihe, Kraft-Wärme-Kopplung - Energie sparen, Umwelt schonen, Essen, 1994

- [46] Perkavec, M: Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen mit integriertem Wärmeverschiebesystem, VDI Gesellschaft, Jahrbuch 97, Energietechnik, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1997
- [47] Plepla, K.-H.; Schwab, W.; Baur, Th.: Erste Betriebserfahrungen mit den Dampfturbinen der neuen Heizkraftwerksanlagen Gera-Nord, VGB Kraftwerkstechnik, Mai 1998
- [48] Lux, T.; Oppenberg, R.: Dampfeinblasung im Kanalbrenner - eine wirksame Maßnahme zur NO_x -Minderung im Frischluftbetrieb von Abhitzekeesseln, Gaswärme International, Bd. 45, 1996, Heft 10
- [49] Glatzer, A.; Minarik, R.: Kanalbrenner - Typen, Anwendung, Emissionsberechnung. Gaswärme International, Bd. 45, 1996, Heft 10
- [50] Kiel, A.: The influence of burner design and turbine exhaust gas conditions on exhaust emission of NO_x , CO and CH_4 of supplementary firing burners, Gaswärme International, Bd. 45, 1996, Heft 1
- [51] Günther, R.: Verbrennung und Feuerungen. Springer Verlag, 1984.
- [52] Rudolph, K. H.: Flächenbrenner, Gaswärme International, Bd. 37, 1988
- [53] Conen, U.; Heroes, D.: Flächenbrenner als Zusatzfeuerung für das Aufheizen von Turbinenabgasen, Gaswärme International, Bd.42, 1993, Heft 7/8
- [54] Rudolph, K. H.: Gasbrenner für Industriefeuerungen – Teil 2, Gaswärme International, Bd. 50, 2001, Heft 4
- [55] Kokura, Y., Tanaka, Y., Nagata, Y., Yamasaki, A., Kobayashi, H.: Development of Supplementary Firing Burner for Gas Turbine Cogeneration System, Gaswärme International, Bd. 49, 2000
- [56] Fülöp, Z.: Kenndaten von kombinierten Gasturbinen-Dampf-Kraftwerken, Gaswärme International, Bd. 42, 1993
- [57] Fülöp, Z.: Charakterisierung von Kanalbrennersystemen – Anforderungen an Kanal-/Flächenbrenner, Gaswärme International, Bd. 49, 2000, Heft 11
- [58] Private Kommunikation mit Vertretern der Industrie
- [59] Görner, K.: Technische Verbrennungssysteme; Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1991
- [60] Kremer, H.: Einsatz der physikalischen und mathematischen Modellierung bei der Entwicklung neuer Brennergenerationen; Die Industrieheizung Nr. 57, S. 5-18, 1993
- [61] Giese, R.: Weiterentwicklung und scale-up eines luftgestuften Gasbrenners, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003
- [62] Fleischer, T.; Kremer, H.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Selbstinertisierung bei Düsenbrennern im Hinblick auf die Minimierung der Stickstoffoxidemissionen, Bericht Nr. 10939, Gaswärme-Institut e. V. Essen, 1995

- [63] Renner, D.; Maier, H.; Görres, J.; Magel, H. C.; Schnell, U.: Scale-Up-Untersuchungen von Kohlenstaubbrennern mit Hilfe mathematischer Modellierung; Modellierung Technischer Flammen 8. TECFLAM Seminar, Darmstadt, S. 39-52, Nov. 1992,
- [64] Tatterson, G.: Scale-up: a process, not a rule, Chemical Processing, Band 5, S. 67-73, 1994
- [65] Spalding, D. B.: The art of partial modelling; Ninth Symposium (Int.) on combustion; The Combustion Institute Pittsburgh, pp 833-843, 1962
- [66] Köncke, K.: Isotherme Modellierung der Strömungs- und Mischungsvorgänge einer Kesselfeuerung mit mehrfach gestuften Drallbrennern, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, 1991
- [67] Kleine Jäger, F.: Untersuchungen zum Scale-up eines luftgestuften Brenners, Fortschritt-Berichte Nr. 424, Reihe 6, Energietechnik VDI Verlag Düsseldorf, 1998
- [68] Johnstone, R. E.; Thring, M. W.: Pilot Plants, Models and Scale-up Methods in Chemical Engineering; Mc Graw-Hill Book Company, Inc. New-York Toronto London, 1957
- [69] Kattanek, S.: Beiträge zur Verfahrenstechnik, Ähnlichkeitstheorie, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1967
- [70] Moog, W.: Ähnlichkeits- und Analogielehre: VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, 1985
- [71] Krämer, J.: Theoretische Untersuchungen zur Leistungsabstufung einer Brennertypreihe auf der Basis eines geprüften Funktionsmusters; Diplomarbeit Bergakademie Freiberg
- [72] Pawlowski, J.: Die Ähnlichkeitstheorie in der physikalisch-technischen Forschung, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1971
- [73] Effenberger, H.; Lux, T.; Altmann, U.-St.: Die experimentelle Modellierung von Kohlenstaubflammen; Forschung in der Kraftwerkstechnik, VGB-Konferenz Technische Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber Essen, 19.-21.9. 1990, Paper Nr. D5, S. 1-20, 1990
- [74] Köncke, K.; Kremer, H.; Hannes, K.: Beurteilung des Strömungsfeldes von Mehrfach-Stufenmischbrennern durch isotherme physikalische Modellierung einer Brennerhalbebene am Beispiel des Kraftwerkes Herne IV; Forschung in der Kraftwerkstechnik, VGB-Konferenz; Technische Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber Essen, 19.-21.9.1990, Band TB 230, S. 1-10, 1990
- [75] Rhine, J. M.; Tucker, R. J.: Modelling of gas-fired furnaces and boilers; British Gas, 1991
- [76] Leuckel, W.; Schmittl, P.; Weber, R.: Ähnlichkeitsbasierte Skalierung turbulenter Gasflammen, Gaswärme-International (51), Nr. 9, 2002
- [77] Al-Halbouni, A.; Giese, R.: Anwendung von scale-up Kriterien auf einen luftgestuften Gasbrenner – numerische und experimentelle Ergebnisse, Gaswärme-International (53), Nr. 3, 2004

- [78] Weber, R.; Tellqvist, R.; van der Kamp, W.: Scaling of natural gas burners for fire-tube boilers, MECBURN Project, IFRF Doc. No. F48/y/4, IJmuiden, March 2002
- [79] Lazic, L.; Horbaj, P.: Entwicklung in der mathematischen Modellierung von gasbefeuerten Öfen in der Hüttenindustrie, Gaswärme-International (51), Nr. 6-7, 2002
- [80] Krüger, T.; Jellinghaus, F.; Wilsdorf, J.: Erfahrungen und Ergebnisse beim Einsatz des Programmsystems FLUENT bei der Brennerentwicklung, Gaswärme International (44), Nr. 10, 1995
- [81] Giese, A.: Numerische Untersuchungen zur Bestimmung der Flammenlängen in Drehrohröfen, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003
- [82] Leder, A.; Hassel, E.: Einsatz von IT in der ingenieurwissenschaftlichen Grundlagenforschung zur umweltgerechten Produktgestaltung am Beispiel „Strömungs- und Verbrennungsmodellierung und -simulation“, Veranstaltung der Wissenschaftsverbünde luK-Technologien (WV luK) und Um-Welt (WVU), Universität Rostock, Mai 2002
- [83] Görner, K.: CFD-Einsatz in der Energie- und Umwelttechnik – Einsatzfelder und Potentiale, FOGI-Seminar am GWI in Essen, Dez. 2002
- [84] Noll, B.: Numerische Strömungsmechanik, Grundlagen; Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1993
- [85] Murza, S.: Numerische Simulation der Kohlenverbrennung unter Verwendung eines parallelisierten Euler/Lagrange-Verfahren, Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 1999
- [86] Epple, B.: Modellbildung und Simulation von Strömungs-, Reaktions- und NO_x-Bildungsvorgängen in technischen Feuerungen, Fortschritt-Berichte Nr. 295, Reihe 6, Energieerzeugung, VDI Verlag Düsseldorf, 1993
- [87] Odenthal, H.-J.; Pfeifer, H.: Einführung in die Computational Fluid Dynamics (CFD), FOGI-Seminar am GWI in Essen, Dez. 2002
- [88] Kunz, O.: PDF-Simulation von Verbrennungsvorgängen in praxisnahen Brennkammern, Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- [89] Lorra, M.: Untersuchung der NO_x-Minderung in turbulenten Abgasströmen durch das Reburning-Verfahren mit Hilfe experimenteller und mathematischer Modellierung unter Berücksichtigung komplexer Reaktionsmechanismen durch die Flamelet-Theorie, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1999
- [90] Klasen, T.: Erstellung und Validierung eines mathematischen Modells für die heterogene Verbrennung auf dem Müllrost und dessen Anwendung bei CFD-Simulationen hinsichtlich einer optimierten Feuerungstechnik, Dissertation, Universität-Gesamthochschule Essen, 2003
- [91] Mueller, C.: Numerische Simulation industrieller Verbrennungsprozesse unter Verwendung von reaktionskinetischen Ansätzen und Wirbelzerfallsmodellen, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1998

- [92] Döring, F.: Untersuchung der Strömung und Mischung an schadstoffarmen Brennersystemen mit komplexen Austrittsgeometrien, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1994
- [93] Risio, B.: Effizienz und Verlässlichkeit numerischer Vorhersagen zur rechnergestützten Optimierung von Großkraftwerksbrennkammern, Fortschritt-Berichte Nr. 471, Reihe 6, Energietechnik VDI Verlag Düsseldorf, 2001
- [94] Brewster, B. S.; Cannon, S. M.; Farmer, J. R.; Meng, F.: Modeling of lean premixed combustion in stationary gas turbines, Progress in Energy and Combustion Science 25, 1999
- [95] Launder, B. E.; Spalding, D. B.: The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp 269-289, 1974
- [96] Choudhury, D.: Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling, Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107, 1993
- [97] Skih, T. H.; Liou, W. W.; Shabbir, A.; Yang, Z.; Zhu, J.: A New k- ϵ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation; Computer Fluids, pp 227-238, 1995
- [98] Launder, B. E.; Reece, G. J.; Rodi, W.: Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure, J. Fluid Mech, pp 537-566, 1975
- [99] Antonopoulos-Domis, M.: Large-Eddy Simulation of a Passive Scalar in Isotropic Turbulence; J. Fluid Mech., pp 55-79, 1981
- [100] Wilcox, D. C.: Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998
- [101] Menter, F. R.: Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, pp 1598-1605, 1994
- [102] Cheng, P.: Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method; AIAA Journal, pp 1662-1664, 1964
- [103] Siegel, R.; Howell, J. R.: Thermal Radiation Heat Transfer; Hemisphere Publishing Corporation, Washington D.C., 1992
- [104] FLUENT User's Guide, Version 6.1, 2003
- [105] Carvalho, M. G.; Farias, T.; Fontes, P.: Predicting Radiative Heat Transfer in Absorbing, Emitting and Scattering Media Using the Discrete Transfer Method; Fundamentals of Radiation Heat Transfer, Volume 160, ASME HTD, pp 17-26, 1991
- [106] Raithby, G. D.; Chui, E. H.: A Finite-Volume Method for Predicting a Radiant Heat Transfer in Enclosures with Participating Media, J. Heat Transfer, pp 415-423, 1990
- [107] Sivathanu, Y. R.; Faeth, G. M.: Generalized State Relationships for Scalar Properties in Non-Premixed Hydrocarbon/Air Flames, Combust. Flame, pp 211-230, 1990
- [108] Zimont, V. L.; Lipatnikov, A. N.: A Numerical Model of Premixed Turbulent Combustion of Gases, Chem. Phys. Report, pp 993-1025, 1995

- [109] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.: Verbrennung, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1997
- [110] Spalding, D. B.: Development of the Eddy-Break-Up Model of Turbulent Combustion, 16th Symp. (Int.) on Combustion, p. 649, 1971
- [111] Magnussen, B. F.; Hjertager, B. H.: On Mathematical Models of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion; 16th Symp. (Int.) on Combustion, p. 719, 1977
- [112] Magnussen, B. F.: The eddy dissipation concept, Task Leaders Meeting, Lund, 1989
- [113] Peters, N.: Laminar Diffusion Flamelet Models in Non Premixed Combustion, Prog. Energy Combust. Sci., pp. 319-339, 1984
- [114] Peters, N.: Laminar Flamelet Concepts in Turbulent Combustion, 21st Symp. (Int.) on Combustion, pp 1231-1250, 1986
- [115] Al-Halbouni, A.; Scherello, A.; Brune, M.; Giese, R.; Burmeister, F.: Integration eines Flamelet-Modells in einen CFD-Code zur Berechnung des NO_x-Reduktionspotentials durch Reburning, Gaswärme-International (51), Nr. 6-7, 2002
- [116] Schmidt, U.; Cremer, I.; Schroth, G.: Neue Trends in der Verbrennungssimulation, Internet Januar 2006 unter www.fluent.com/worldwide/germany/support/paper_final.pdf
- [117] Al-Halbouni, A.: Entwicklung NO_x-emissionsminimierter Heizkesselfeuerungen, Habilitations-Schrift, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 1999
- [118] Zeldovic, B.: The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions, Acta physiochim, URSS 21, H. 4, 577/628, 1946
- [119] Hanson, R. K.; Salimian, S.: Survey of Rate Constants in H/N/O Systems, W. C. Gardiner, editor, Combustion Chemistry, p. 361, 1984
- [120] Fenimore, C. P.: Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames, 13th Symp. (Int.) on Combustion, p. 373. The Combustion Institute, 1971
- [121] De Soete, G. G.: Overall Reaction Rates of NO and N₂ Formation from Fuel Nitrogen, 15th Symp. (Int.) on Combustion, p. 1093. The Combustion Institute, 1975
- [122] Kösters, M.; Scherello, A.: Optimierung von Thermprozessen mit Hilfe der Visualisierung von Erdgasflammen, GWI interne Präsentationsunterlagen, 2005
- [123] Kösters, M.: Durchführung von Versuchsreihen zur Bestimmung der optischen und elektronischen Leistungsmerkmale eines bildverstärkten UV-sensitiven CCD-Kamerasystems, Diplomarbeit, Gaswärme-Institut e.V. Essen, 1998
- [124] Westerweel, J.: Digital Particle Image Velocimetry: Theory and Application, Delft University Press, Delft, 1993
- [125] Keane, R. D.; Adrian, R. J.: Optimization of Particle Image Velocimeters, Meas. Sci. Technol., 1990
- [126] Finzenhagen, F.: Experimentelle Untersuchungen der Turbulenzstruktur von Koaxial- und Drallfreistrahlen, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2000

- [127] Lepel, M.: Entwicklung eines Verfahrens zur automatischen Generierung von Rechengitter zur Brennkammersimulation, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2001
- [128] Rambach, A.: Mathematische Modellierung des Strömungsprofils im Austritt eines Hochgeschwindigkeitsbrenners, Studienarbeit, Gaswärme-Institut e.V. Essen, 2004
- [129] Barth, T. J.; Jespersen, D.: The design and application of upwind schemes on unstructured meshes, Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1989.
- [130] Issa, R. I.: Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting, J. Comput. Phys., pp. 40-65, 1986
- [131] Peters A.; Weber, R.: Mathematical Modeling of a 2.4 MW Swirling, Pulverized Coal Flame, Combustion Science and Technology, Vol. 122, pp. 131-182, 1997
- [132] Hemmerich, H. D.: Numerische Simulation technischer Strömungen mit einem nicht linearen Wirbelviskositätsmodell, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1999
- [133] Kösters, M.; Kliemt, C.: Theoretische und experimentelle Untersuchung einer Zusatzfeuerung in gasturbinengestützten KWK-Prozessen für eine Optimierung hinsichtlich Flammenstabilität und Ausbrandverhalten, Abschlussbericht zum AiF-Vorhaben Nr. 13117N, Gaswärme-Institut e.V. Essen, 2004
- [134] Gottgens, J.; Mauss, J.; Peters, N.: Analytic Approximations of Burning Velocities and Flame Thicknesses of Lean Hydrogen, Methane, Ethylene, Ethane, Acetylene and Propane Flames, 25th Symp. (Int.) on Combustion, pp. 129-135, 1992

Lebenslauf

Meik Kösters

geboren am 08. März 1972 in Rheine

verheiratet

Schulbildung

1978 - 1982	St. Josef Grundschule, Rodde
1982 - 1991	Kopernikus Gymnasium, Rheine

Wehrdienst

1991 - 1992	Instandsetzung, Stadtoldendorf und Rheine
-------------	---

Studium

1992 - 1998	Ruhr-Universität Bochum; Maschinenbau
1997	University of Sheffield, England
1998	Diplom Maschinenbau, Energietechnik / Fluidenergiemaschinen

Berufstätigkeit

1994 - 1998	Studentische Hilfskraft am Gaswärme-Institut e.V. in Essen
1998	Wissenschaftlicher Mitarbeiter (EuroFlame Programm) am IFRF (Industrial Flame Research Foundation) in Ijmuiden, Niederlande
seit 1999	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Gaswärme-Institut e.V. in Essen